

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

**Metodika garančních zkoušek na  
vertikálních chladících čerpadlech  
v parních elektrárnách**

Guarantee Test Procedure of Vertical  
Cooling Pumps at Steam Power Plant

Student:

Matěj Smolík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Radim Janalík, CSc.

Ostrava 2019

## Zadání bakalářské práce

Student: **Matěj Smolík**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení

Téma: Metodika garančních zkoušek na vertikálních chladicích čerpadlech v  
parních elektrárnách  
Guarantee Test Procedure of Vertical Cooling Pumps at Steam Power  
Plant

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Práce bude obsahovat :

- Popis čerpadel používaných v parních elektrárnách
- Vyhodnocované charakteristiky hydrodynamických čerpadel při garančních zkouškách
- Popis měřených veličin na chladicích čerpadlech a způsob jejich měření
- Způsob vyhodnocování provozního bodu, účinnosti a příkonu čerpadla
- Příklad vyhodnocení garančních zkoušek na zadaném čerpadle

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] RAJNIAK a kol.: Tepelno-energetické a emisné meranie. Ister Science, 1997
- [2] ČSN EN ISO 9906. Hydrodynamická čerpadla - Přejímací zkoušky hydraulických výkonových parametrů - Stupně přesnosti 1, 2 a 3. 2013
- [3] ČSN EN ISO 5167. Měření průtoků tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu. 2003
- [4] Internetové stránky výrobců průtokoměrů pro měření průtoků vody v potrubích velkých průměrů
- [5] Internetové stránky výrobců tlakoměrů, teploměrů a otáčkoměrů

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Radim Janalík, CSc.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

  
doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

**Místopřísežné prohlášení studenta**

**Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.**

**V Ostravě dne 20. května 2019.**


A handwritten signature in blue ink, consisting of stylized cursive letters, positioned above a horizontal dotted line.

**Podpis studenta**

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019



.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Matěj Smolík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ostrava, Hrabůvka, Horní 1432/68

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SMOLÍK, M. *Metodika garančních zkoušek na vertikálních chladících čerpadlech v parních elektrárnách: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2019, 52 s. Vedoucí práce: Janalík, R.

Bakalářská práce se zabývá garančními zkouškami chladících čerpadel. Teoretická část práce popisuje základní dělení čerpací techniky, její využití v energetickém sektoru. Také jsou v této části rozepsány a vysvětleny současně nejběžněji používané technologie měření využívané při těchto zkouškách. Práce také vysvětluje charakteristiky čerpadel, které jsou výsledkem zkoušek a způsob jejich tvoření. Praktická část práce obsahuje vyhodnocení dat naměřených na vertikálním chladícím čerpadle. Data jsou zakreslena do grafů a následně srovnána s údaji udávanými výrobcem čerpadla.

*Klíčová slova:*

*čerpadla, garanční zkoušky čerpadel, charakteristika čerpadla, měření parametrů, energetika, chladící čerpadla*

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

SMOLÍK, M. *Guarantee Test Procedure of Vertical Cooling Pumps at Steam Power Plant: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2019, 52 p. Thesis head: Janalík, R.

The bachelor's thesis discusses guarantee test procedures of cooling pumps. The theoretical part describes main division of pumping systems and its use in the energy sector. This part also further discusses and explains currently popular technologies of gauging used during these testing procedures. As a result of these tests, thesis also presents characteristics of pumps and their creation process. The practical part consists of data evaluation which were measured on vertical cooling pump. Results are then plotted on graphs and compared to data given by manufacturer of the pump.

*Key words:*

*pumps, guarantee test procedure, characteristics of pumps, gauging parameters, energy sector, cooling pumps*

# Obsah

<b>1 Úvod .....</b>	<b>8</b>
<b>2 Čerpadla.....</b>	<b>9</b>
2.1 Rozdělení čerpadel .....	9
2.2 Popis čerpadel používaných v parních elektrárnách.....	10
2.2.1 Kotelní napáječky .....	11
2.2.2 Kondenzační čerpadla.....	12
2.2.3 Chladicí čerpadla .....	13
<b>3 Vyhodnocované charakteristiky hydrodynamických čerpadel při garančních zkouškách.....</b>	<b>14</b>
3.1 Dopravní výška .....	14
3.2 Charakteristika čerpadla .....	15
3.3 Charakteristika odporu potrubí.....	15
3.4 Příkonová charakteristika.....	16
3.5 Průběh hydraulické účinnosti čerpadla.....	16
3.6 Závislost NPSH na průtoku .....	17
<b>4 Popis měřených veličin na chladicích čerpadlech a způsob jejich měření.....</b>	<b>18</b>
4.1 Měření průtoku vody .....	18
4.1.1 Měření průtoku pomocí škrticí clony .....	19
4.1.2 Měření průtoku pomocí ultrazvuku.....	20
4.2 Měření tlaku vody .....	21
4.2.1 Kapacitní snímače .....	21
4.2.2 Tenzometrické snímače .....	22
4.2.3 Piezorezistivní snímače .....	22
4.3 Měření příkonu elektromotoru čerpadla.....	23
4.4 Měření teploty čerpané vody.....	23
4.4.1 Elektrické odporové teploměry .....	24
4.4.2 Termoelektrické teploměry (termočlánky) .....	26
4.5 Měření otáček .....	27
4.6 Měrná energie.....	27
4.7 Účinnost čerpadla .....	28
<b>5 Způsob vyhodnocení provozního bodu, účinnosti a příkonu čerpadla.....</b>	<b>29</b>
5.1 Přepoččet změřených veličin na zaručené otáčky.....	29

5.2 Sestrojení charakteristiky čerpadla a vyhodnocení nového zaručeného bodu....	30
5.3 Vyhodnocení dalších měrných parametrů nového zaručeného bodu .....	32
<b>6 Příklad vyhodnocení garančních zkoušek na zadaném čerpadle .....</b>	<b>33</b>
6.1 Naměřené hodnoty .....	34
6.1.1 Průběh otáček při zkoušce čerpadla.....	35
6.1.2 Průběh změn průtoku při zkoušce čerpadla.....	36
6.1.3 Průběh tlaku ve výtlačném potrubí čerpadla .....	37
6.1.4 Průběh příkonu čerpadla během zkoušky.....	38
6.2 Zpracování naměřených hodnot .....	39
6.2.1 Přepočet naměřených průtoků na jmenovité otáčky .....	39
6.2.2 Výpočet dopravních výšek a jejich přepočet na jmenovité otáčky .....	40
6.2.3 Přepočet elektrického příkonu na jmenovité otáčky .....	41
6.2.4 Výpočet účinnosti čerpadla.....	42
6.3 Sestrojení provozních charakteristik a jejich vyhodnocení .....	43
6.3.1 Charakteristika čerpadla.....	43
6.3.2 Příkonová charakteristika čerpadla.....	45
6.3.3 Charakteristika účinnosti čerpadla .....	46
<b>7 Závěr .....</b>	<b>48</b>
<b>Použitá literatura .....</b>	<b>50</b>
<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>51</b>

# 1 Úvod

Energetika stojí na začátku všech technologických odvětví. Pokud chce člověk vyvíjet jakoukoli činnost musí pro to v první řadě získat energii. Z tohoto důvodu jsou technologická zařízení používaná v energetickém průmyslu často největší a nejvýkonnější svého druhu. Obecně se v tomto odvětví pracuje s rozměry, výkony a objemy daleko většími než v jakémkoli jiném odvětví. S touto skutečností se však pojí také fakt, že to, co se v tomto odvětví jeví jako malé odchylky či nedokonalosti se ve skutečnosti rovná velkým číslům. Důsledkem toho je potřeba v energetice, více než kdekoli jinde, ověřovat funkčnost a efektivnost používaných zařízení.

Cílem této práce je popsat metodiku garančních zkoušek a následně vyhodnotit a srovnat data která byla při této zkoušce naměřena, na chladicím čerpadle tepelné elektrárny. Aby bylo možné se v této problematice zorientovat, bude obsahovat teoretická část práce popis a základní rozdělení čerpací techniky a také význam a funkci nejdůležitějších čerpadel používaných v parních elektrárnách. Jelikož jsou zkoušky čerpadel souhrnem měření fyzikálních a technických veličin, bude se práce také věnovat současně nejpoužívanějším technologiím těchto měření a zjednodušeně vysvětlí jejich principy.

Praktická část práce se bude věnovat vyhodnocení dat naměřených na chladicích čerpadlech používaných v praxi a následnému vytvoření jejich charakteristik. Tato část bude také zahrnovat seznámení s použitými měřicími přístroji a jejich základní technické parametry. Data budou zpracována dle zadané normy, zakreslena do grafů a následně srovnávána se zaručenými údaji udávanými výrobcem čerpadla. Bakalářská práce bude obsahovat šest kapitol z nichž se prvních pět kapitol se bude věnovat teoretickému řešení této problematiky a poslední kapitola bude tyto poznatky aplikovat na praktickém příkladě.



## 2 Čerpadla

Čerpadla jsou stroje, které přeměňují mechanickou energii na vstupní hřídeli v tlakovou, kinetickou nebo potencionální energii kapaliny, která jimi protéká. Obvykle tedy slouží k přepravě kapalin. Jsou ale využívána také vysokotlaká čerpadla v hydraulických zařízeních, kde kapalina slouží jako pracovní médium. Většina čerpacích systémů je poháněna elektrickým motorem, ale například v energetice mohou být poháněna také parní turbínou. Vzhledem k tomu, že doprava tekutin je nedílnou součástí většiny technologických odvětví, vyskytují se čerpadla v široké škále velikostí a v mnoha různých konstrukcích. Tato kapitola obecně popisuje čerpací techniku a její využití v energetickém sektoru.

[7,10]

### 2.1 Rozdělení čerpadel

Čerpadla rozdělujeme podle toho, jakým způsobem předává čerpadlo energii kapalině na tři základní druhy:

**Čerpadla objemová (hydrostatická):** tyto čerpadla přímo přeměňují mechanickou práci na energii kapaliny změnou velikosti (objemu) pracovního prostoru. Jedná se o nejrozmanitější skupinu čerpadel. Patří zde například pístová, zubová nebo šroubová čerpadla. Jejich výhody jsou například vysoká účinnost, dobrá sací schopnost a také to, že průtok čerpadlem není závislý na viskozitě dopravované kapaliny. Nevýhodou je složitější a dražší konstrukce.

**Čerpadla odstředivá (hydrodynamická):** U tohoto typu je přeměna mechanické energie v energii kapaliny nepřímá. Poháněné oběžné kolo zvyšuje kinetickou energii kapaliny, která se poté v difuzoru, nebo na rozváděcím kole mění na hydraulickou energii tlakovou. Tento mezikrok ale snižuje jejich účinnost. Průtok těmito čerpadly je spojitý, a čerpadla pracují při vysokých otáčkách. Podle směru proudění kapaliny v čerpadle je dělíme na radiální, diagonální a axiální (vrtulové). Díky své konstrukci tyto čerpadla zvládají velké průtoky a jsou tedy více zastoupena v průmyslu a energetice. Jejich výhodou je jednodušší konstrukce, a tedy i kompaktnější rozměry a nižší cena.

**Čerpadla proudová:** Tyto čerpadla využívají kinetickou energii proudící tekutiny, která unáší dopravovanou tekutinu. Tento způsob má velmi nízkou účinnost, je ovšem vhodný při aplikacích, u kterých chceme pracovní a dopravovanou kapalinu smísit.

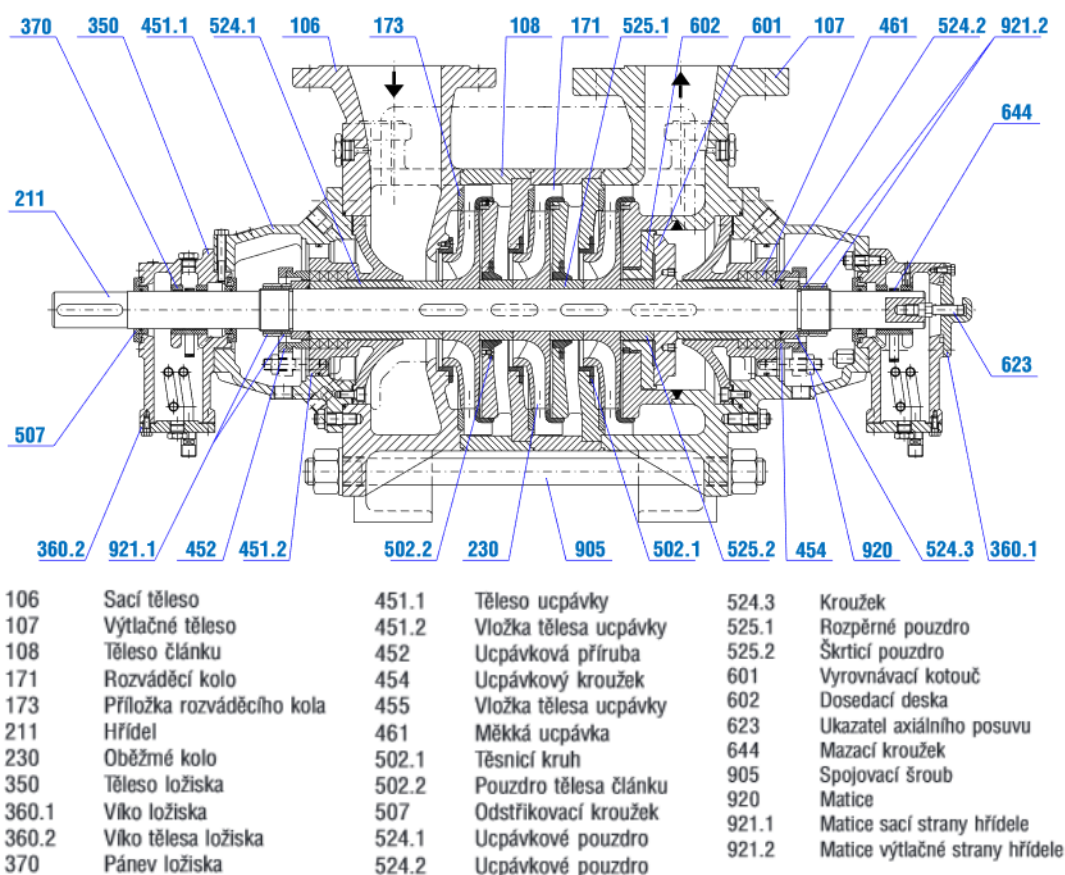
[7,10]

## **2.2 Popis čerpadel používaných v parních elektrárnách**

Na chodu parních elektráren se prakticky nepřetržitě podílí velké množství různých čerpadel, která zajišťují například tlakový mazací olej pro turbíny, dopravu vody pro její chemickou úpravu, nebo dodávku tlakového oleje pro servopohony a mnoho dalších. Zde budou popsány tři hlavní typy čerpadel, které se přímo účastní zajištění Rankin-Clausiova parního oběhu. Na tyto stroje jsou kladeny obzvlášť vysoké nároky z pohledu účinnosti, hospodárnosti, spolehlivosti, a také vzhledem k jejich nezbytnosti při provozu elektrárny, na jejich snadnou údržbu. Kromě čerpadel používaných při běžném provozu, jsou v každé elektrárně připravena čerpadla záložní pro případ poruchy kteréhokoli z čerpadel. Vzhledem k charakteru práce jsou čerpadla popisována především z pohledu nároků a podmínek jejich provozu.

## 2.2.1 Kotelní napáječky

Tyto čerpadla slouží k dopravě vody z uzavřených napájecích nádrží do kotle. Jedná se o čerpadla na která jsou kladeny nejvyšší nároky, a to jak z hlediska parametrů, tak také z pohledu spolehlivosti. Porucha těchto zařízení může vést k okamžitému odstavení kotle. Zároveň se jedná o zařízení, které tvoří největší část vlastní energetické spotřeby elektrárny. Obvykle jsou tedy využívána horizontálně konstruovaná, odstředivá čerpadla. Napájecí čerpadla mohou být poháněna elektromotorem, případně vlastní parní turbínou. Výhodou parního pohonu čerpadla jsou vyšší otáčky, díky kterým může být průměr oběžných kol menší, a přesto je možno dosáhnout požadované dopravní výšky v menším počtu stupňů čerpadla. Zároveň lze otáčky turbíny, i čerpadla snadno regulovat množstvím páry posílané na turbínu. Tyto čerpadla mohou tedy dosahovat vyšší účinnosti a jejich provoz je hospodárnější než v případě elektricky poháněných čerpadel. S vyššími otáčkami ovšem značně narůstá hodnota kavitací deprese v sání čerpadla a je tedy třeba použít podávací čerpadla. Elektricky poháněné napáječky jsou obvykle vícestupňové a jejich otáčky se regulují pomocí hydrodynamické spojky mezi elektromotorem a čerpadlem. Jejich výhodou je velmi rychlé najetí čerpadla do provozu.

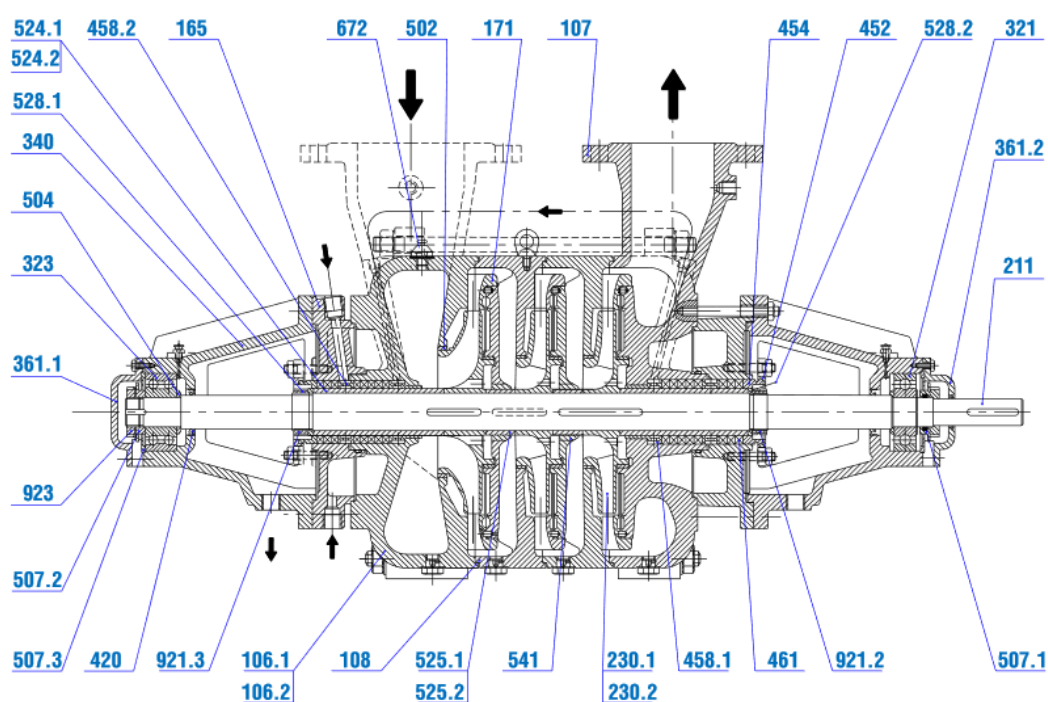


Obr. č. 1 Kotelní napájecí čerpadlo, zdroj: výrobní katalog společnosti SIGMA GROUP a.s.

[2,10]

## 2.2.2 Kondenzační čerpadla

Jedná se o čerpadla, jenž zajišťují dopravu kondenzátu ze sběračů kondenzátu do napájecích nádrží. Vzhledem k velmi nízkému tlaku v kondenzátorech, který je roven tlaku nasycených par při teplotách okolo 30 °C, jsou kladeny vysoké nároky na sací schopnost těchto čerpadel. Zároveň se také umísťují v nejnižších bodech elektrárny, obvykle v jímkách kondenzátoru. Tato poloha je důležitá pro zajištění dostatečné nátokové výšky. Velká sací schopnost těchto čerpadel se zajišťuje zvětšením vstupu do oběžných kol.



106.1	Sací těleso S-90°	420	Těsnící kroužek gufero	525.2	Rozpěrné pouzdro LU
106.2	Sací těleso S-270°	452	Ucpávková příruba	528.1	Rotorový kroužek - sání
107	Výtlačné těleso	454	Ucpávkový kroužek	528.2	Rotorový kroužek - výtlač
108	Těleso článku	458.1	Zahlcovací pouzdro	541	Pouzdro článku
165	Chladicí víko	458.2	Zahlcovací pouzdro	672	Odvzdušňovací ventil
171	Rozváděcí kolo	461	Ucpávkové těsnění	921.1	Matice rotoru pravá
211	Hřídel	502	Těsnící kruh	921.2	Matice rotoru levá
230.1	Oběžné kolo LC	504	Distanční kroužek	923	Matice ložiska
230.2	Oběžné kolo LU	507.1	Kroužek odstř. tuku (radiální)	d <sub>1</sub>	Odvzdušňovací ventil
321	Radiální ložisko	507.2	Kroužek odstř. tuku (axiální)	d <sub>2</sub>	Zahlcení, příp. proplachování ucpávek
323	Axiální ložisko	507.3	Kroužek odstř. tuku	d <sub>3</sub>	Odpad z ucpávek a chlazení
340	Konzola ložiska	524.1	Ochranné pouzdro LC	d <sub>4</sub>	Vlastní trvalé zahlcení sací ucpávky
361.1	Víko axiálního ložiska	524.2	Ochranné pouzdro LU		
361.2	Víko radiálního ložiska	525.1	Rozpěrné pouzdro LC		

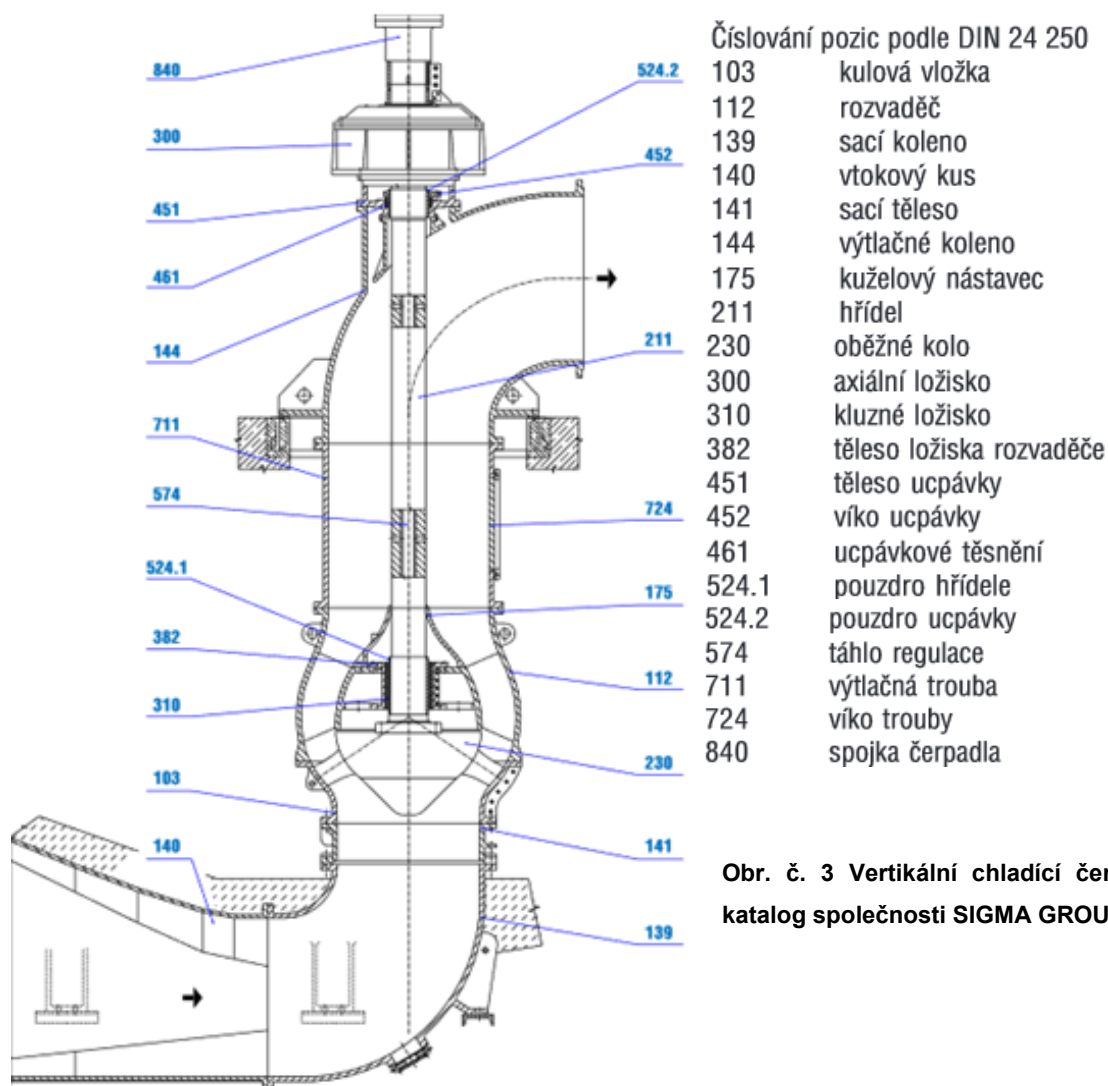
Obr. č. 2 Kondenzační čerpadlo, zdroj: výrobní katalog společnosti SIGMA GROUP a.s.

[2,10]

### 2.2.3 Chladicí čerpadla

Tyto čerpadla zajišťují cirkulaci chladicí vody mezi kondenzátory turbín a chladicími věžemi, případně mezi kondenzátory a jiným zdrojem chladné vody. Obvykle se jedná o systémy otevřené, pouze v oblastech s nedostatkem vody se používají systémy uzavřené, které jsou však ekonomicky nevýhodné. Specifická pro tyto čerpadla je práce při nízkých otáčkách, tedy i nízkých pracovních tlacích, ale s velmi velkými průtoky, které se mohou pohybovat až kolem  $28\,000\text{ l/s}^{-1}$ . Tyto čerpadla jsou obvykle jednostupňová, konstruována vertikálně s diagonálním průtokem chladicí vody. Podle průměru oběžného kola jsou tyto čerpadla usazena buďto v mokré jímce se sacím zvonem do 1200 mm, nebo do suché jímky se sacím kolenem při větších průměrech. Čerpadla mohou být neregulovaná, kdy jsou dodávky chladicí vody regulovány pouze vypínáním a zapínáním čerpadel. V provozu je ale běžnější regulovat průtok změnou otáček čerpadla pomocí frekvenčních měničů, případně předrozděčem, který je jakožto samostatné těleso umístěn do sání čerpadla. Pro provoz velkých energetických zařízení, kde často dochází ke kolísání výkonu energetického bloku, změnám teploty chladicí vody vlivem počasí a změnám výšky hladiny v otevřeném chladicím oběhu jsou používána zařízení s regulací průtoku pomocí změny geometrie lopatek oběžného kola.

Vertikální chladicí čerpadlo s diagonálním průtokem



Obr. č. 3 Vertikální chladicí čerpadlo, zdroj: výrobní katalog společnosti SIGMA GROUP a.s.

[2,10]

### 3 Vyhodnocované charakteristiky hydrodynamických čerpadel při garančních zkouškách

Charakteristika čerpadla je grafické znázornění závislosti specifické energie účinnosti, nebo příkonu čerpadla na objemovém průtoku dopravované kapaliny při konstantních otáčkách. Jejich účelem je zjednodušit návrhy skutečných čerpacích systémů. Tyto charakteristiky jsou obvykle stanovovány výrobcem na základě zkoušek probíhajících na zkušebních tratích. Vzhledem k tomu, že tyto testy obvykle neodpovídají skutečnému provozu čerpadla, provádějí se garanční zkoušky v terénu, které ověřují, zda vlastnosti čerpadla odpovídají parametrům udávaným výrobcem, ale také zda je čerpadlo pro daný provoz vhodné a správně používané. Hodnoty vynášené na vertikální ose mohou být nahrazeny jinými odvozenými hodnotami, například měrná energie čerpadla  $Y$  může být nahrazena dopravní výškou  $H$ . Jedná se ovšem vždy pouze o vynásobení dané veličiny a tvar křivky tím není nijak ovlivněn. Například vztah  $Y = H \cdot g$ . Tato kapitola popisuje jednotlivé charakteristiky a vysvětluje jejich význam.

[7,9]

#### 3.1 Dopravní výška

Dopravní výška  $H$  společně s průtokem  $Q$  je základním parametrem každého čerpadla. Vypočte se jako rozdíl celkové výtlačné výšky čerpadla a celkové sací výšky. Tento parametr čerpadla udává jeho schopnost předat kapalině energii potřebnou k překonání všech odporů v potrubním systému a k navýšení tlakové a potenciální energie.

$$H = H_s - H_v \text{ [m]} \quad (3.1)$$

$H_s$  – celková energie v sání čerpadla [m]

$H_v$  – celková energie ve výstupním průřezu čerpadla [m]

K dopravní výšce čerpadla se dále váže měrná energie čerpadla vztah mezi dopravní výškou a měrnou energií je:

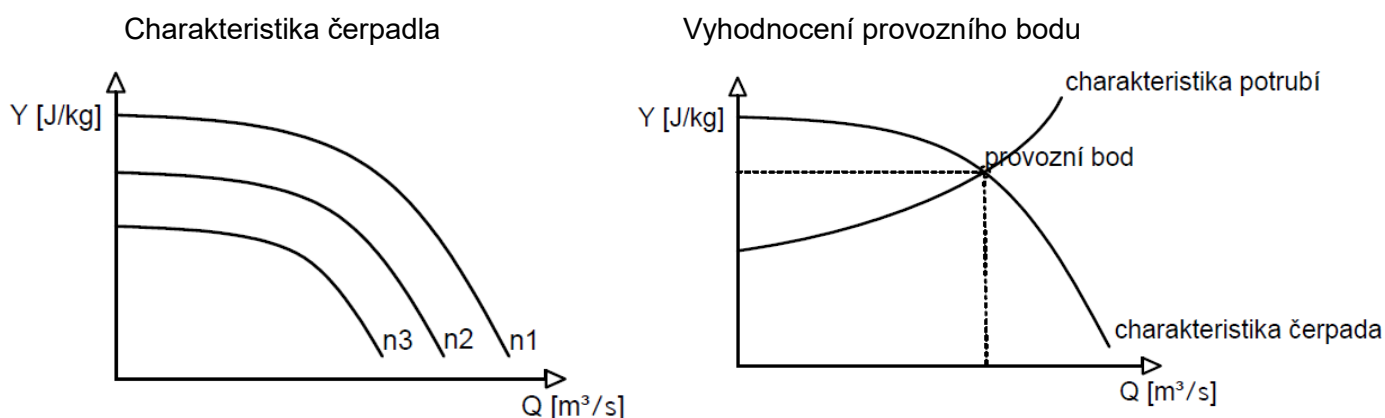
$$y = g \cdot H \text{ [J/kg]} \quad (3.2)$$

V teoretické části práce je více používána měrná energie čerpadla  $Y$ , která se více hodí pro teoretické účely, protože není ovlivněna například rozdíly tíhového zrychlení různě po světě. V praktické části práce je počítáno s dopravní výškou  $H$ , která lépe vystihuje skutečné vlastnosti čerpadla.

[7,9]

### 3.2 Charakteristika čerpadla

Jedná se o vztah mezi měrnou energií  $Y$ , kterou čerpadlo dodává kapalině, a průtokem  $Q$ . Tato charakteristika slouží k určení pracovního bodu čerpadla, který se určuje jako průsečík křivky charakteristiky čerpadla a charakteristiky odporu potrubí. Také je na této křivce výrobcem stanoven zaručený bod čerpadla, který definuje jeho parametry. Její tvar je určen převážně hydraulickými odpory uvnitř čerpadla a jeho otáčkami. Vzhledem k tomu, že výpočet této křivky by byl příliš složitý a také nepřesný, stanovují se tyto charakteristiky právě pomocí zkoušek.



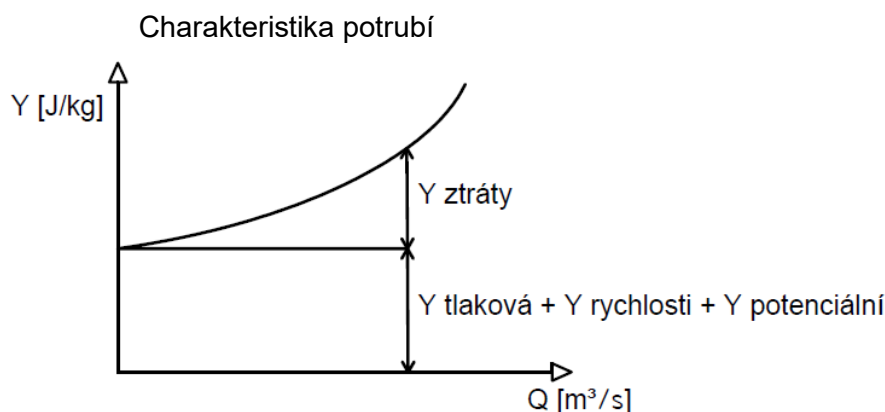
Obr. č 4 a 5 Ukázka charakteristiky čerpadla + Ukázka stanovení provozního bodu čerpadla, zdroj: překresleno z [7]

[7,9]

### 3.3 Charakteristika odporu potrubí

Udává závislost mezi měrnou energií  $Y$ , kterou je třeba dodat potrubnímu řádu pro zajištění průtoku  $Q$ . Tvar křivky je závislý na drsnosti potrubí, tvaru potrubí, použitých armaturách a dalších prvcích ovlivňujících celkový odpor soustavy. Tuto závislost můžeme vypočítat za předpokladu, že známe místní tlakové ztráty a parametry potrubí. Výpočet vychází z Bernoulliho rovnice pro jednorozměrné proudění. Přestože se nejedná vlastnosti čerpadla přímo, znalost této charakteristiky je nezbytná k určení provozního bodu čerpadla.

(3.3)



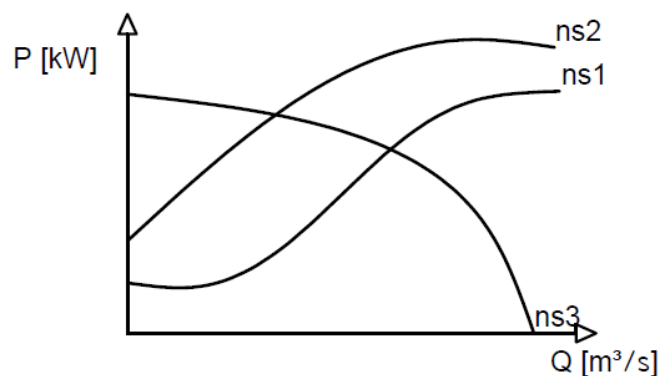
Obr. č. 6 Charakteristika potrubí, zdroj: překresleno z [7]

[7]

### 3.4 Příkonová charakteristika

Vyjadřuje závislost příkonu čerpadla na průtoku  $Q$ . Tvar křivky je závislý na měrných otáčkách. Obvykle je křivka stoupající, případně pokud s narůstajícím průtokem klesá dopravní výška, nebo u čerpadel řízených změnou otáček, také klesající.

Příkonová charakteristika

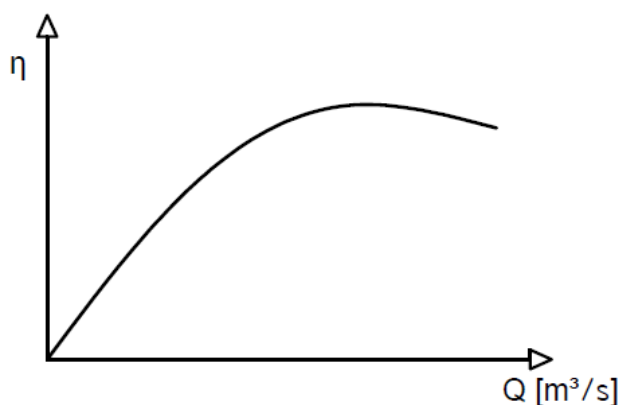


Obr. č. 7 Ukázka příkonové charakteristiky, zdroj: překresleno z [7]

[7,9]

### 3.5 Průběh hydraulické účinnosti čerpadla

Zobrazuje účinnost čerpadla při různých průtocích a je také závislá na měrných otáčkách. Obecně by mělo platit, že čerpadlo bude provozováno tak, aby nejvyšší účinnost byla při stejném průtoku odpovídající průtoku v pracovním bodě čerpadla.



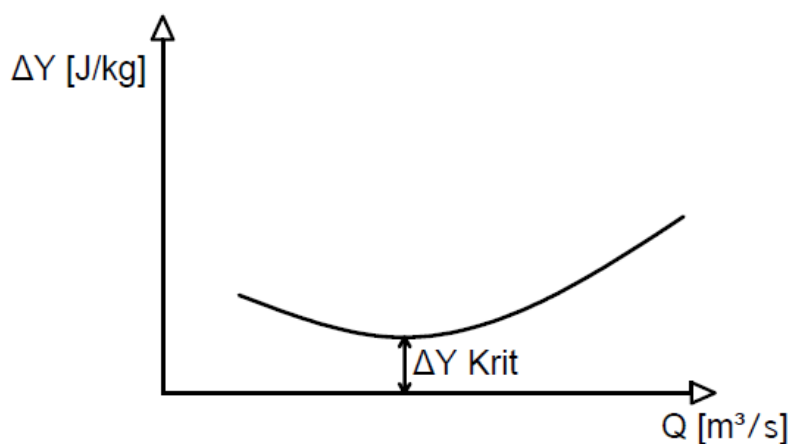
Obr. č. 8 Ukázka charakteristiky účinnosti, zdroj: překresleno z [7]

[7,9]



### 3.6 Závislost NPSH na průtoku

Zobrazuje závislost průběhu čisté sací měrné energie  $\Delta Y$  na průtoku čerpadlem  $Q$ . Z této hodnoty se poté dopočítá sací výška čerpadla, a tedy i jeho sací schopnost. Sací výška v závislosti na velikosti  $\Delta Y$  může být kladná, ale u těkavých kapalin nebo při vyšších teplotách nasávané kapaliny bývá záporná.  $\Delta Y$  je závislá na poklesu tlaku mezi sacím hrdlem čerpadla  $p_s$  a tlakem na hraně oběžných lopatek  $p_1$ . Pokud tlak na hraně lopatek poklesne pod hodnotu tlaku nasycených par čerpané kapaliny, dochází ke vzniku kavitace.



Obr. č. 9. Charakteristika NPSH, zdroj: překresleno z [7]

[7,9]

## 4 Popis měřených veličin na chladících čerpadlech a způsob jejich měření

Jak již bylo řečeno v kapitole 3, vyhodnocované charakteristiky, které jsou výsledkem garančních měření, jsou grafickým znázorněním různých veličin. Tyto veličiny ovšem nejsou měřeny přímo, jsou však dopočteny pomocí matematických vztahů a vycházejí z veličin, které jsme schopni měřit a zaznamenávat. Následující kapitola se bude zabývat popisem těchto veličin, nejběžnějšími způsoby jejich měření, a jejich přepočtem na hodnoty používané ve vyhodnocovacích charakteristikách.

[11]

### 4.1 Měření průtoku vody

Průtok udává množství kapaliny, které protéká čerpacím systémem za jednotku času. Může být uváděn průtok objemový  $Q_V$ , který udává objem dopravované kapaliny v  $m^3$  za jednotku času, nebo v průtoku hmotnostním  $Q_M$ , který udává její hmotnost. Zjištěním velikosti průtoku zároveň dostáváme informaci o rychlosti kapaliny  $c$  proudící v potrubí. Jelikož průměry potrubí jsou obvykle známy, rychlost vody a kinetická složka její energie se vypočte podle vztahu (4.1). Pro měření průtoků v energetice je obecně nejrozšířenější použití škrtkových orgánů.

Vztah pro výpočet střední rychlosti kapaliny z průtoku

$$c = \frac{Q_V}{S} \text{ [m/s]} \quad (4.1)$$

$c$  – střední rychlost kapaliny [m/s]

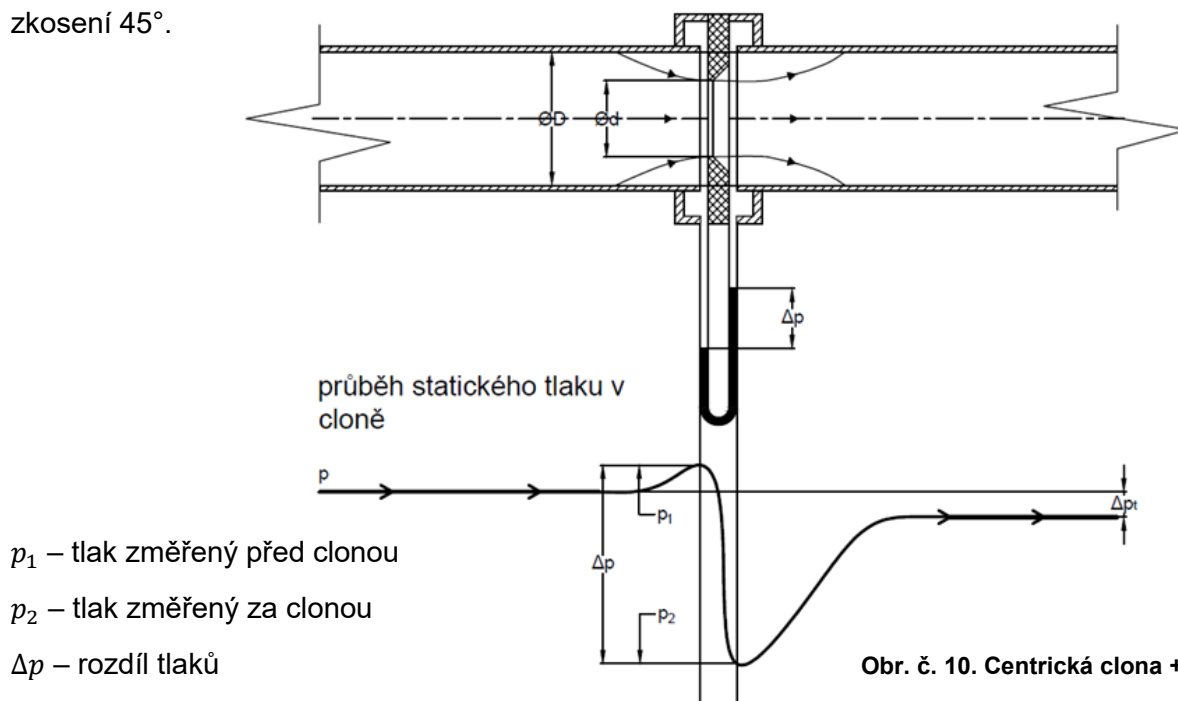
$Q_V$  – objemový průtok [ $m^3/s$ ]

$S$  – plocha průřezu potrubí [ $m^2$ ]

[11]

#### 4.1.1 Měření průtoku pomocí škrťací clony

Jedná se o nejrozšířenější škrťací orgán používaný pro měření průtoku. Hlavní výhodou clony je jednoduchost, malá stavební délka, a z toho vyplývající nízká cena. Zároveň jsou tyto zařízení dostatečně přesná pro většinu aplikací. Nevýhodou clony je poměrně vysoká tlaková ztráta. Principem fungování všech škrťacích orgánů, a tedy i clony, je měření tlakové difference, která vzniká při zmenšení průtokového průřezu. V místě, ve kterém kapalina prochází z většího do menšího průřezu přeměňuje svou tlakovou energii na energii kinetickou. Z měřicího tělesa jsou vyvedeny odběry před a za clonou sloužící k měření statického tlaku. Protože platí zákon zachování energie, lze ze znalosti rozdílů těchto tlaků a protékajících průměrů dopočítat průtok  $Q$ . Nejběžněji používanou clonou je clona centrická. Jedná se o desku s kruhovým otvorem vestavěnou do potrubí tak, aby byl otvor umístěn ve středu průřezu potrubí kolmo na osu proudu. Vstupní hrana otvoru je ostrá a na výstupní straně otvoru je zkosení  $45^\circ$ .



$p_1$  – tlak změřený před clonou

$p_2$  – tlak změřený za clonou

$\Delta p$  – rozdíl tlaků

$\varnothing D$  – průměr potrubí

$\varnothing d$  – nejmenší průměr clony

Vztah pro výpočet objemového průtoku pomocí centrické clony

$$Q_m = \alpha \cdot \varepsilon \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.2)$$

$\alpha$  – bezrozměrný průtokový součinitel škrťacího orgánu

$\varepsilon$  – expanzní součinitel: bezrozměrná veličina zohledňující stlačitelnost tekutiny. Při měření průtoku vody, kterou lze považovat za nestlačitelnou, je roven jedné.

$S$  – plocha nejmenšího průřezu škrťací clony.

$\Delta p$  – naměřená tlaková difference

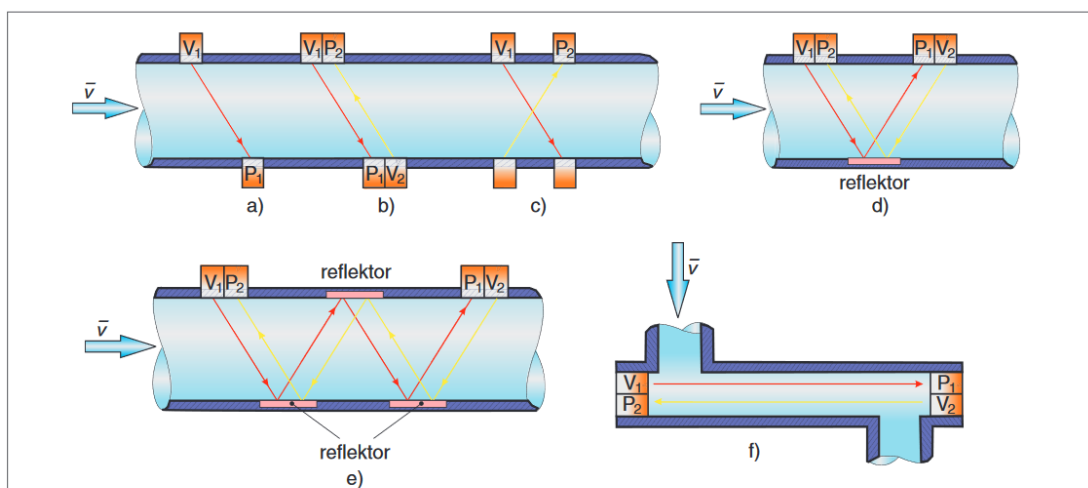
$\rho$  – hustota protékající kapaliny

Obr. č. 10. Centrická clona +  
průběh tlaku, zdroj:

překresleno z [11 a TZB info]

#### 4.1.2 Měření průtoku pomocí ultrazvuku

Základní výhodou tohoto způsobu měření průtoku je fakt, že není třeba nijak narušovat povrch a kontinuálnost potrubí ve kterém je průtok měřen. Velkou výhodou je to, že při použití ultrazvukových průtokoměrů nedochází k žádnému ovlivnění plynulosti průtoku ani k žádné tlakové ztrátě. Přesto se tento systém pro provozní měření využívá jen zřídka z důvodů vysoké pořizovací ceny. Je ideální pro přenosné aplikace využívané tam, kde provozní měřidla nedosahují dostatečné přesnosti, případně nejsou vůbec instalována. Tyto měřidla využívají jevu, při kterém v proudící kapalině dochází k „unášení“ ultrazvukových vln šířících se kapalinou. Vysílač instalovaný na povrchu potrubí vyšle signál, který prochází potrubím a následně je zachycen přijímačem. V případě, že by se tekutina v tomto potrubí nepohybovala, čas za který signál urazí dráhu mezi snímači by odpovídal rychlosti šíření zvuku v kapalině a materiálu potrubí. Když se kapalina pohybuje, časový interval, za který signál svou dráhu urazí se zkrátí, případně prodlouží právě o rychlost proudící kapaliny. Pro zvýšení přesnosti se tento jev obvykle měří po i proti směru toku na stejné dráze a následně se počítá z těchto časových intervalů.



Obr. 2. Umístění ultrazvukových měničů v měřicí trubici: a) měření v jedné dráze, b) diferenční, c) diferenční křížové, d) diferenční s odrazem, e) s vícenásobným odrazem, f) v axiálním uspořádání

Obr. č. 11. Ukázka různých rozmístění ultrazvukových čidel průtokoměru, zdroj: [8]

[8,11]

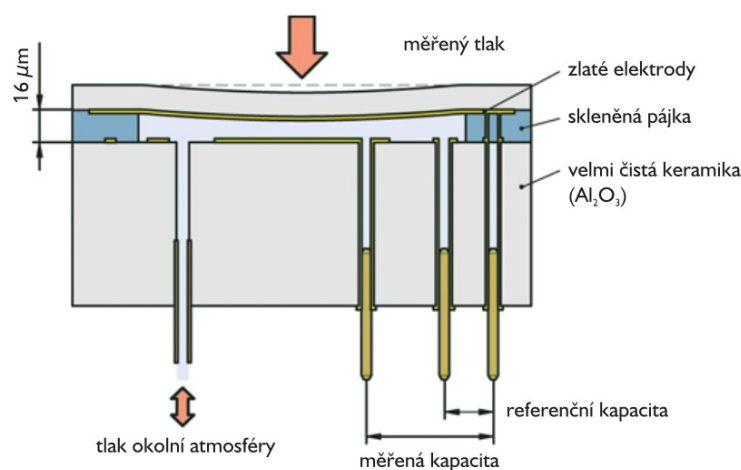
## 4.2 Měření tlaku vody

Tlak vody před sáním čerpadla a za jeho výtlačným hrdlem jsou společně s průtokem hlavními měřenými parametry při zkouškách čerpadel. Rozdílem těchto tlaků je vypočtena měrná energie čerpadla a tím i jeho dopravní výška.

V současné době se pro měření tlaku mimo laboratorní podmínky již téměř výhradně používají převodníky elektrické. Obvykle tyto přístroje pracují na principu převedení deformace měřicího elementu (obvykle membrány) na elektrický signál, který je následně promítán na displeji přístroje případně ukládán v datové sběrnici. Níže popsané způsoby měření popisují současné technologie, konstrukci a princip těchto měřičů.

### 4.2.1 Kapacitní snímače

Kapacitní snímače jsou nejdéle běžně používanými převodníky tlaku s elektrickým výstupem. Deformační membrána, na kterou tlak působí, je vyrobena z elektricky vodivého materiálu a funguje jako elektroda, která se při deformaci vychyluje a mění se její vzdálenost od druhé elektrody umístěné ve stěně snímače. Při použití těchto tlakoměrů pro měření tlaku elektricky vodivých tekutin, je měřící membrána oddělena od měřeného média oddělovací membránou, proto aby nebyla ovlivněna její elektrická kapacita. Tlak kapaliny je poté na deformační (měřící) membránu přenášen pracovní kapalinou, případně je měřící membrána přímo připevněna na oddělovací membránu. Mezi membránou a elektrodou je dielektrikum, u měřičů relativního tlaku se obvykle jedná o vzduch z okolní atmosféry. Při tomto uspořádání tvoří membrána a elektroda kondenzátor, který mění svou kapacitu v závislosti na tloušťce dielektrika, a tedy na deformaci membrány. Pro zvýšení přesnosti může být měřidlo vybaveno dvěma elektrodami z obou stran měřící membrány. Tím vznikají dva kondenzátory jejichž kapacita se dále měří souběžně. Vzhledem k tomu, že elektrické vlastností použitých materiálů se mohou měnit s jejich teplotou, je kromě měřící elektrody zavedena také elektroda referenční, umístěná naproti nepohyblivé části membrány. Elektrická kapacita tohoto „kondenzátoru“ slouží jako referenční.

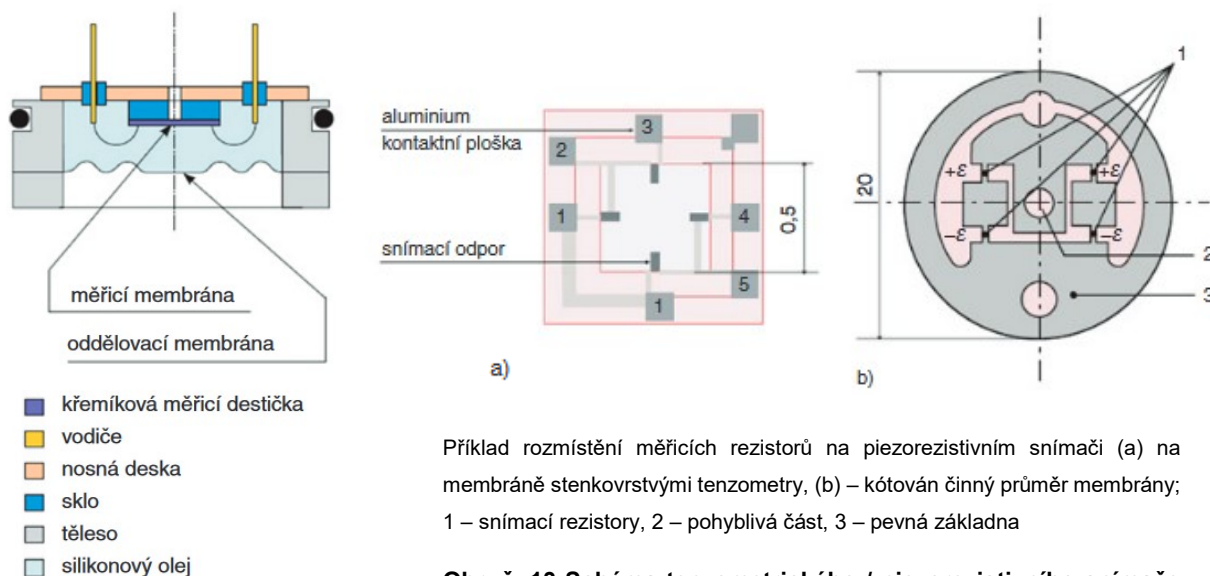


Obr. č. 12. Kapacitní snímač tlaku,  
zdroj: [1]

[1,11]

## 4.2.2 Tenzometrické snímače

Konstrukce tenzometrických převodníků tlaku je částečně podobná membránovým kapacitním snímačům. Rozdíl spočívá v tom, že namísto elektrod je na nevodivé deformační membráně nanesen elektrický obvod se snímacími rezistory (tenzometry). Kromě něj je na nenamáhané části membrány nanesen kompenzační obvod, sloužící k měření změn elektrické vodivosti vlivem změn teploty. Tlak tekutiny působící na membránu způsobuje mechanické napětí, které se projeví změnou elektrické vodivosti tenzometrických snímačů.



Příklad rozmístění měřicích rezistorů na piezorezistivním snímači (a) na membráně stěnkovrstvými tenzometry, (b) – kótován činný průměr membrány; 1 – snímací rezistory, 2 – pohyblivá část, 3 – pevná základna

**Obr. č. 13 Schéma tenzometrického / piezorezistivního snímače tlaku, zdroj: [1]**

## 4.2.3 Piezorezistivní snímače

Konstrukce piezorezistivních snímačů je víceméně totožná s tenzometrickými. Rozdíl spočívá ve využití piezorezistivního jevu u modifikovaných monokrystalů křemíku namísto kovových tenzometrů. Závislost těchto krystalů na mechanickém namáhání je daleko vyšší než u klasických tenzometrů. Díky tomu mohou být tyto snímače ještě menší konstrukce a schopné pracovat s ještě menším „průhybem“ měřicí membrány.

[1,11]

### 4.3 Měření příkonu elektromotoru čerpadla

Měření elektrického příkonu čerpadla je důležitým parametrem především z pohledu ekonomického provozu čerpadla. Jak bylo řečeno v kapitole dvě, všechna čerpadla v elektrárnách včetně chladících jsou v provozu téměř nepřetržitě. Proto je třeba mimo výstupní parametry čerpadla měřit také právě jeho elektrický příkon. Z těchto údajů je následně také vypočtena účinnost čerpadla. Elektrický příkon motoru čerpadla se měří pomocí wattmetru. Tyto zařízení měří činný výkon přiváděného střídavého proudu. V současnosti jsou při zkouškách využívány analyzátory sítě, které sdružují více zařízení pro měření elektrických veličin, a to včetně wattmetrů.

[11]

### 4.4 Měření teploty čerpané vody

Měření teploty dopravované kapaliny je nedílnou součástí garančních zkoušek čerpadel. Pro přesné určení parametrů čerpadla je nutné znát hmotnost čerpané kapaliny. Hmotnost kapaliny je dána její hustotou, a tato hustota je přímo úměrná teplotě čerpané kapaliny. Hodnota hustoty vody v závislosti na teplotě je běžně dostupná, například ve fyzikálních tabulkách, případně může být také doložena.

Vztah mezi hustotou a teplotou:

$$\rho = \frac{m_v}{V_0 \cdot [1 + \beta \cdot (t_1 - t_0)]} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (4.3)$$

$\rho$  – hustota vody [kg/m<sup>3</sup>]

$m_v$  – hmotnost vody [m]

$V_0$  – známý objem vody při známé teplotě např. (1 m<sup>3</sup> při 4°C) [m<sup>3</sup>]

$t_0$  – teplota vody se známou hustotou [°C]

$\beta$  – součinitel teplotní roztažnosti vody [–]

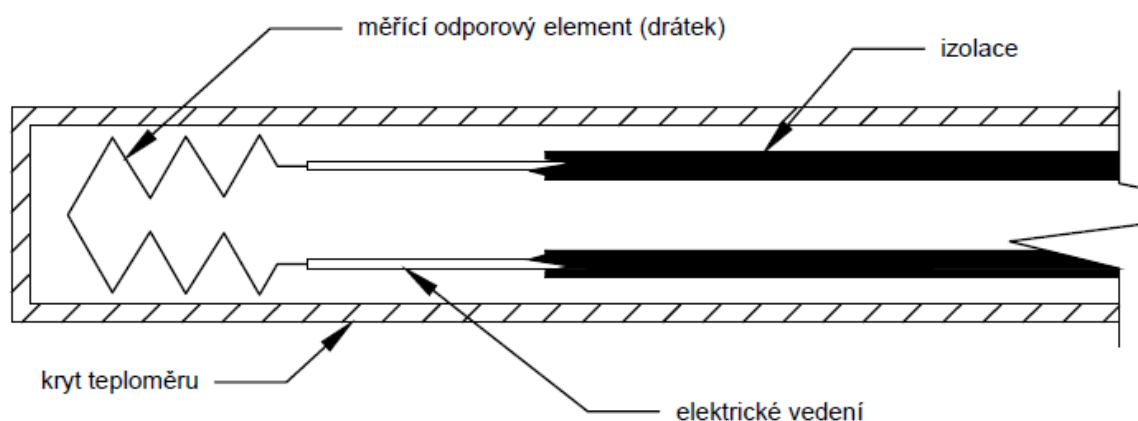
Pozn: výpočet hustoty může být nepatrně ovlivněn takzvanou anomálií vody, ta totiž při teplotách od 4°C do 0°C zvyšuje svou hustotu.

[5]

#### 4.4.1 Elektrické odporové teploměry

Tyto teploměry pracují na principu změny elektrického odporu vodivých materiálů v závislosti na jejich teplotě. U kovových materiálů se s rostoucí teplotou snižuje jejich schopnost vést elektrický proud. Nejlepší vlastností, tedy nejlineárnější závislost elektrického odporu na teplotě v nejširším rozmezí teplot, má platina. Z toho důvodu většina odporových teploměrů používá právě platinový drátek o velmi malém průměru navinutý na slídovou, případně keramickou kostru jako odporový element. Princip měření spočívá v tom, že odporový element je zapojen do elektrického obvodu na měřicím konci teploměru. Během měření je poté měřen elektrický odpor tohoto okruhu a z něj je poté vypočtena teplota měřicího drátku, a tedy i měřeného média. Aby bylo možno kompenzovat změny el. odporu vlivem změny teploty vodiče, je souběžně s měřicím vedením veden kompenzační okruh bez měřicího elementu na konci teploměru. Následně měřením jeho odporu je zjišťována změna odporu přívodního vedení v měřicím okruhu.

Základní (zjednodušené) schéma odporového teploměru



Obr. č. 14 Základní (zjednodušené) schéma odporového teploměru

zdroj: překresleno z: <https://circuitglobe.com/resistance-thermometer.html>



Vztah popisující závislost elektrického odporu na teplotě:

Elektrický odpor:

$$R = \frac{U}{I} [\Omega] \quad (4.4)$$

Výpočet elektrického odporu z teploty:

$$R = R_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t) [\Omega] \quad (4.5)$$

$U$  – elektrické napětí [V]

$I$  – elektrický proud [A]

$R$  – elektrický odpor [ $\Omega$ ]

$R_0$  – odpor při teplotě 0 °C [ $\Omega$ ]

$\alpha_R$  – teplotní součinitel odporu [-]

$t$  – teplota [°C]

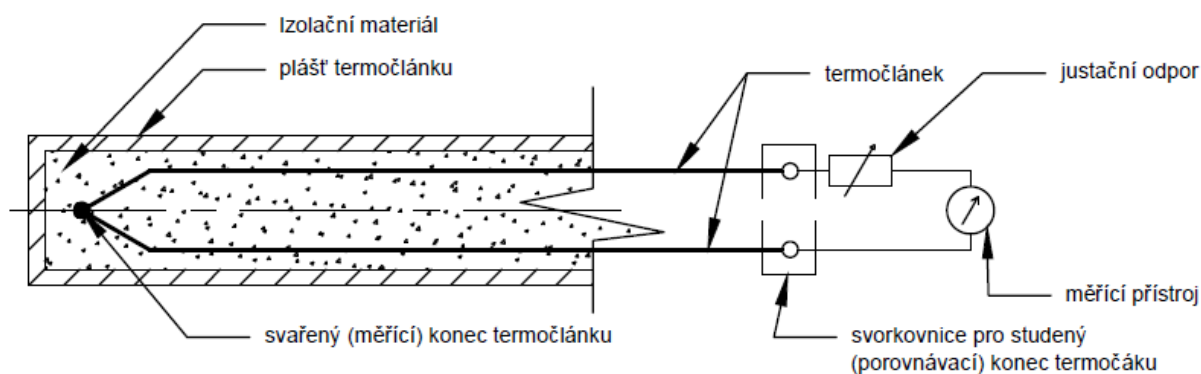
Pro měření ve větším teplotním rozsahu teplot, případně pro přesnější měření je třeba brát v úvahu odchylku od lineárního průběhu odporové závislosti a vyjádřit závislost polynomem druhého stupně.

[3]

#### 4.4.2 Termoelektrické teploměry (termočláanky)

Termočláanky pro měření teploty využívají termoelektrického jevu. Tento jev způsobuje, že pokud zahřejeme vodivý spoj dvou různých kovů, dochází ke vzniku elektromotorického napětí a vzniku termoelektrického proudu. Velikost tohoto napětí je přímo úměrná rozdílu teplot mezi teplejším (měřícím) a chladnějším koncem. Pro měření teploty je tedy nutné znát teplotu na chladném konci vedení. Toho je možno dosáhnout termostatem řízeným ohřevem studeného konce, případně jiným způsobem měření teploty na studeném konci. Nejčastěji používané kombinace kovů jsou Chrom – Hliník, Měď – Konstantan, Železo – Konstantan, dále se také používají různé poměry slitiny platiny s rhodiem. Princip měření spočívá v měření elektrického napětí na studeném konci termočláanky, zatímco se svařený konec nachází v měřeném prostředí.

Základní schéma plášťového termočláanky



Obr. č. 15 Základní schéma plášťového termočláanky, zdroj: překresleno z [3]

Pozn: existuje mnoho různých konstrukcí termočláanky pro různé podmínky měření, princip funkce se ovšem nemění.

Vztah pro elektromotorické napětí:

$$U_{AB} = (a_A - a_B) \cdot (T_2 - T_1) + 0,5 \cdot (b_A - b_B) \cdot (T_2 - T_1)^2 [V] \quad (4.6)$$

$U_{AB}$  – vzniklé elektromotorické napětí [V]

$T_2$  – teplota na měřícím konci (svaru) termočláanky [K]

$T_1$  – teplota na studeném konci termočláanky [K]

$a_{AB}$   $b_{AB}$  – Seebeckovy koeficienty závislé na materiálech ze kterých je termočlánek vyroben

[3]

## 4.5 Měření otáček

Měření otáček je nezbytnou součástí určování charakteristik všech rotačních strojů. Skutečné dosahované otáčky jsou jedním ze základních kvalitativních parametrů čerpadel. V současnosti nejjednodušším a nespolehlivějším způsobem měření otáček je použití bezkontaktních otáčkoměrů takzvaných fototachometrů. Toto zařízení vysílá nepřetržitý, obvykle laserový paprsek, který dopadá na hnací hřídel čerpadla. Na tu je nalepena reflexní nálepka, která při každé otáčce odrazí paprsek zpět do optického snímače otáčkoměru. Poté jsou tyto impulsy převedeny na elektrické signály, které přístroj počítá. Jejich frekvence je poté vyhodnocována a zobrazena na displeji přístroje, nebo v datové sběrnici.

[6]

## 4.6 Měrná energie

Měrná energie je energie, kterou čerpadlo předá dopravované kapalině. V kapitole 2. bylo uvedeno, že čerpadla slouží k navýšení tlakové, kinetické a potenciální energie kapaliny. Pro vypočtení měrné energie  $Y$  byly měřeny tyto veličiny před čerpadlem, tedy v jeho sání, kde celková energie kapaliny bude značena  $Y_s$  a za čerpadlem, tedy na výtlaku, tato energie bude značena  $Y_v$ .

Měrná energie v sání čerpadla:

$$Y_s = \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} + z_s \cdot g \text{ [J/kg]} \quad (4.7)$$

Měrná energie na výtlaku čerpadla:

$$Y_v = \frac{p_v}{\rho} + \frac{c_v^2}{2} + z_v \cdot g \text{ [J/kg]} \quad (4.8)$$

Měrnou energii  $Y$ , kterou předalo čerpadlo kapalině, vypočteme jako rozdíl těchto dvou energií:

$$Y = \frac{p_v - p_s}{\rho} + \frac{c_v^2 - c_s^2}{2} + (z_v - z_s) \cdot g \text{ [J/kg]} \quad (4.9)$$

První člen představuje tlakový rozdíl, druhý člen rozdíl kinetických energií a třetí člen představuje rozdíl hladin kapaliny (pozn.: vzhledem k tomu, že vodu považujeme za nestlačitelnou neprojevují se ve vzorci změny hustoty)

[4,11]

## 4.7 Účinnost čerpadla

Účinnost stroje lze považovat za základní kvalitativní ukazatel dokonalosti stroje. Obecně platí, že čím vyšší účinnosti zařízení dosahuje, tím lepší zařízení je. Účinnost je bezrozměrná veličina udávající poměr energie přivedené do stroje (v tomto případě motoru čerpadla) a energie, kterou čerpadlo předá dopravované kapalině.

$$\eta = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{P} [-] \quad (4.10)$$

$\eta$  – účinnost čerpadla [-]

$\rho$  – hustota dopravované kapaliny

$Q$  – objemový průtok

$Y$  – měrná energie

$P$  – příkon čerpadla

Horní část zlomku představuje celkovou energii, kterou čerpadlo předává kapalině, spodní část elektrický příkon čerpadla.

[4,10]

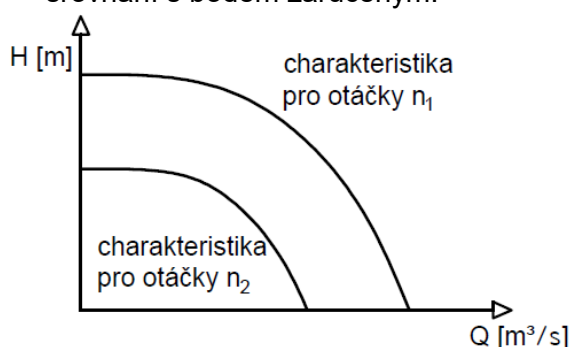
## 5 Způsob vyhodnocení provozního bodu, účinnosti a příkonu čerpadla

V kapitole 3. bylo řečeno, že zkoušky čerpadel provádí jejich výrobce, při těchto laboratorních zkouškách jsou stanoveny takzvané zaručené (garantované) body. Tyto body udávají zaručenou dopravní výšku, účinnost a příkon čerpadla při daném průtoku. Následující kapitola se věnuje vytvoření nového zaručeného bodu z naměřených údajů a jeho porovnání s bodem udávaným výrobcem na jejichž základě byla záruka založena.

[4]

### 5.1 Přepočítání změřených veličin na zaručené otáčky

Pokud není dohodnuto jinak, mohou být garanční zkoušky čerpadel prováděny v rozmezí 50% až 120% jmenovitých otáček pro stanovený průtok, celkovou dopravní výšku a příkon čerpadla. To způsobí, že se všechny vyhodnocované charakteristiky posouvají, společně s charakteristikami se také posouvají vyhodnocené body a není tedy možné jejich přímé srovnání s bodem zaručeným.



Obr. č. 16 Rozdíl charakteristik čerpadla pro různé otáčky, zdroj: vlastní tvorba

Z tohoto důvodu je tedy třeba všechny naměřené veličiny přepočítat tak, aby odpovídaly otáčkám, pro které byl zaručený bod čerpadla stanoven. V případě příkonu čerpadla je obvykle nutné vzít v potaz také hustotu kapaliny, která se může lišit při různých teplotách kapaliny, případně při použití čerpadla na mořskou vodu.

Vztahy pro přepočty změřených veličin:

Přepočítání objemového průtoku:

$$Q_T = Q \cdot \frac{n_{sp}}{n} \quad [m^3/s] \quad (5.1)$$

Přepočítání dopravní výšky:

$$H_T = H \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^2 \quad [m] \quad (5.2)$$

Přepočet příkonu:

$$P_T = P \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^3 \cdot \frac{\rho_{sp}}{\rho} [W] \quad (5.3)$$

$Q_T$  – hodnota objemového průtoku přepočtená na jmenovité otáčky [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$Q$  – naměřená hodnota objemového průtoku [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$H_T$  – hodnota dopravní výšky přepočtená na jmenovité otáčky [m]

$H$  – naměřená hodnota objemového průtoku [m]

$P_T$  – hodnota příkonu přepočtená na jmenovité otáčky [W]

$P$  – naměřená hodnota příkonu čerpadla [W]

$\rho_{sp}$  – přepočtená hustota kapaliny pro jmenovité podmínky [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$\rho$  – hustota kapaliny během zkoušek [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$n_{sp}$  – jmenovité otáčky při kterých jsou stanoveny garantované parametry čerpadla [ot/min]

$n$  – skutečné otáčky během zkoušky čerpadla [ot/min] [4]

## 5.2 Sestrojení charakteristiky čerpadla a vyhodnocení nového zaručeného bodu

Pro sestrojení vyhodnocovací křivky je nutno provést měření pro minimálně pět různých průtoků. Naměřené hodnoty jsou poté zakresleny do grafu a proloženy nejvhodnější křivkou. Tyto grafy jsou poté doplněny o zaručené body a jejich toleranční pole. Normované stupně přesnosti zkoušek čerpadel jsou uvedeny v tabulce.

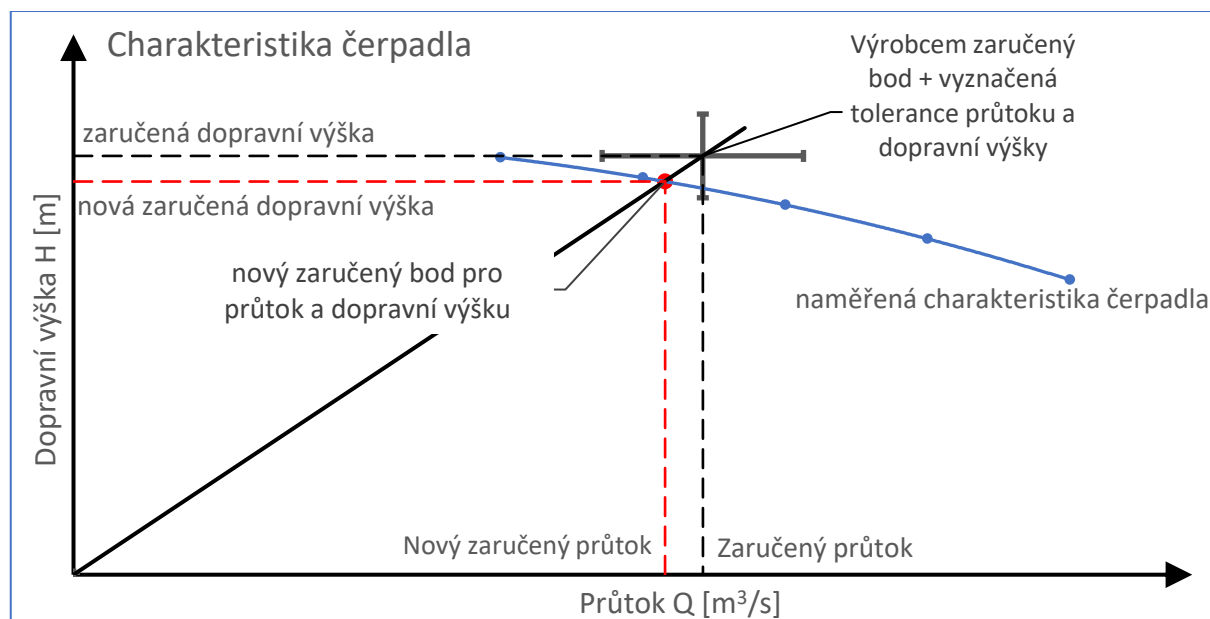
Zkušební přejímací stupně přesnosti čerpadel a odpovídající mezní úchyly

Stupeň přesnosti	1			2		3	Zaručený požadavek
$\Delta\tau_Q$	10 %			16 %		18 %	
$\Delta\tau_H$	6 %			10 %		14 %	
Přejímací stupně přesnosti	1U	1E	1B	2B	2U	3B	
$\tau_Q$	+10 %	±5 %		±8 %	±16 %	±9 %	Povinné
$\tau_H$	+6 %	±3 %		±5 %	+10 %	±7 %	
$\tau_P$	+10 %	+4 %		+8 %	+16 %	+9 %	Nepovinné
$\tau_\eta$	≥ 0 %		-3 %	-5 %		-7 %	
POZNÁMKA $\tau_x$ (x = Q, H, P, η) znamená toleranci udávané veličiny							

Obr. č. 17. Zkušební přejímací stupně přesnosti čerpadel a odpovídající mezní úchyly, zdroj: [4]

Pro chladicí čerpadla stanovuje norma stupeň přesnosti **2B**

Nový zaručený provozní bod je vytvořen jako průsečík přímky vedené z počátku souřadného systému, tedy z  $Q = 0$  a  $H = 0$  do výrobcem zaručeného bodu a křivkou proloženou naměřenými body. Proto aby bylo možné čerpadlo považovat za vyhovující, musí se tento nový průsečík nacházet v tolerančním poli výrobcem zaručeného bodu.



Obr. č. 18. Příklad konstrukce nového zaručeného bodu, zdroj: vlastní tvorba dle [4]

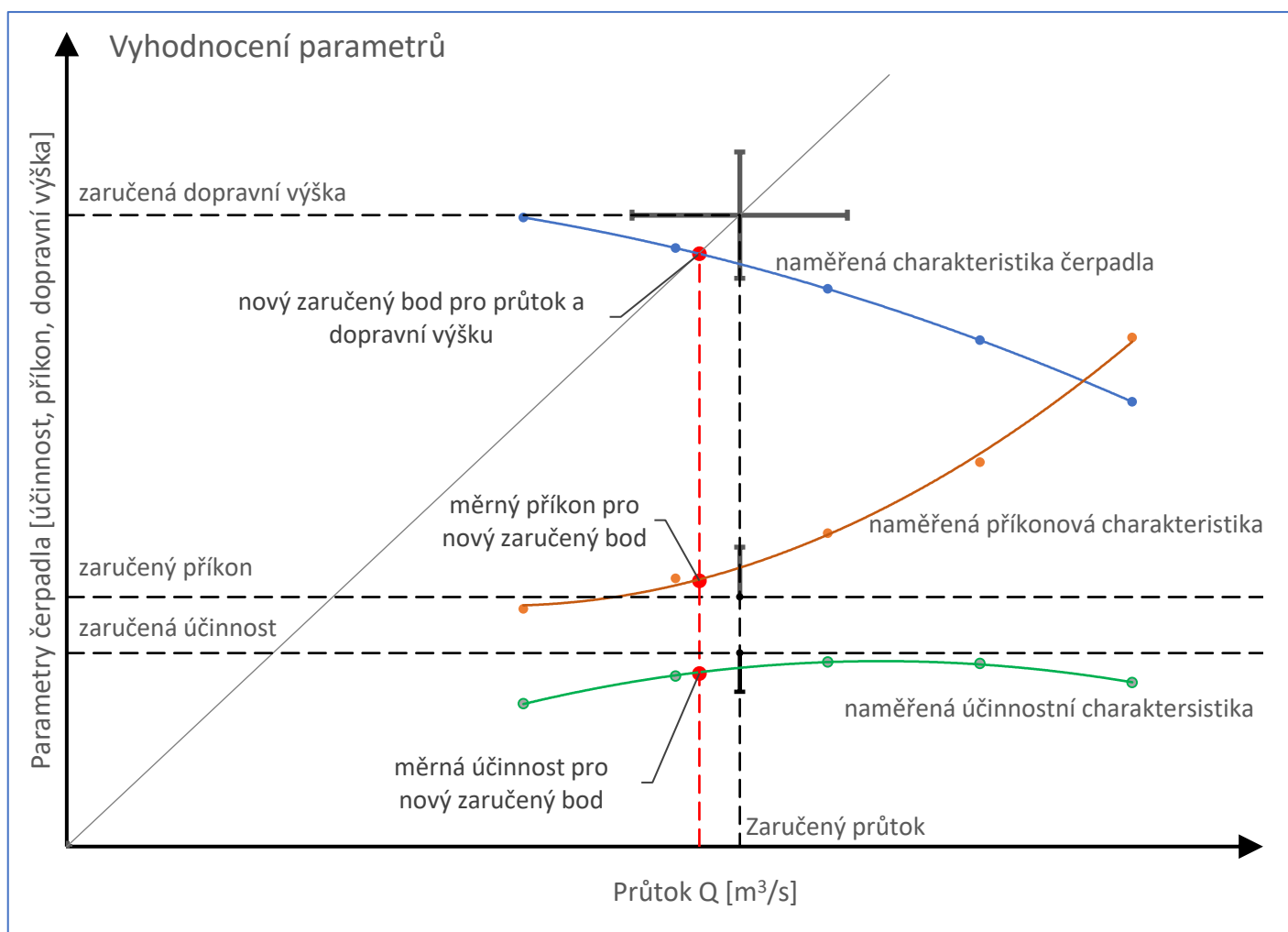
Pro lepší srovnání s parametry udávanými výrobcem, je také dobré odečíst na proložené křivce hodnotu dopravní výšky při zaručeném průtoku a také jmenovitého průtoku při zaručené dopravní výšce.

[4]

### 5.3 Vyhodnocení dalších měrných parametrů nového zaručeného bodu

Pro zjištění měrného příkonu pro nový zaručený bod (dále jen nový měrný příkon) a měrné účinnosti pro nový zaručený bod (dále jen nová měrná účinnost) čerpadla je těmito dvěma grafy vedena přímka rovnoběžka s osou X. Tato přímka značí nový zaručený průtok. V bodech, ve kterých tato přímka protíná křivky proložené naměřenými hodnotami se odečtou nové měrné hodnoty příkonu a účinnosti čerpadla.

V kapitole 3. byly popsány také charakteristika příkonu a účinnosti čerpadla tyto dvě křivky jsou v následujícím grafu vykresleny pod charakteristikou čerpadla. Ve skutečnosti má každá z těchto veličin jiné jednotky a na ose Y by proto byly vyvedeny pro každou charakteristiku rozdílné veličiny. Tento graf tedy pouze teoreticky ukazuje, jak odečíst nové měrné parametry a pro skutečný odečet je třeba zakreslit každý graf zvlášť.



Obr. č. 19 Grafické vyhodnocení nových měrných parametrů, zdroj: vlastní tvorba dle [4]



## 6. Příklad vyhodnocení garančních zkoušek na zadaném čerpadle

Hodnoty zpracovávané v této části práce byly naměřeny katedrou energetiky na čerpadlech dopravujících vodu pro chladicí věže tepelné elektrárny. Celé měření probíhalo po dobu devadesáti minut s vzorkovací frekvencí deset sekund. Protože u těchto čerpacích systémů nedochází k výrazným změnám teploty vody byla teplotním čidlem Ahlborn ALMEMOFPA32P1 naměřená teplota vody 20 °C. Tato teplota je považována v celé práci za konstantní. Data z měřících přístrojů byla ukládána do měřícího zařízení určeného pro dynamický záznam dat Ahlborn ALMEMO 710.



Základní technická data:

**Měřící vstupy:** 10 Almemo zásuvek,

Analogová D6 a D7 čidla

**Počet měřících kanálů:** až 100

Obr. č. 20 Datalegger Ahlborn ALMEMO 710, zdroj:

[https://www.ahlborn.cz/out/pictures/wysiwigpro/ALMEMO\\_710CZ.pdf](https://www.ahlborn.cz/out/pictures/wysiwigpro/ALMEMO_710CZ.pdf)

Použité teplotní čidlo



Obr. č. 21. Teplotní čidlo Ahlborn ALMEMOFPA32P1 (PT 100), zdroj: <https://www.ahlborn.cz/cidla-a-snimace/teplotni-cidlo-ponorne-pt100-ahlborn-almemofpa32p1.html?listtype=search&searchparam=ALMEMOFPA32P1%20>

Základní technická data:

**Použití:** pro kapaliny a plyny

**Měřící rozsah:** -40 až 500 °C

**Rozměry:** Ø 2,8 / 3,2 mm, délka ponorné části 200 mm

## 6.1 Naměřené hodnoty

Po dokončení měření byly všechny naměřené hodnoty zapsány do tabulky a následně zakresleny do grafů. Z těchto hodnot bylo poté zvoleno pět různých intervalů v délce pěti minut, tedy třicet měření, představujících jednotlivé průtoky čerpadlem. Z hodnot v jednotlivých intervalech byly poté vypočteny vážené aritmetické průměry, které v dalších výpočtech představují parametry čerpadla pro průtok, ke kterému se vztahují. Jednotlivé intervaly (průtoky) byly zvoleny tak, aby vždy reprezentovaly ustálený chod čerpadla. Po každém navýšení průtoku následovaly dvě minuty pro ustálení chodu čerpadla a poté byl změřen skutečný počítaný interval.

### 6.1.1 Průběh otáček při zkoušce čerpadla

Vzhledem k tomu, že dopravovaný průtok zkoušeným čerpadlem byl řízen změnou otáček čerpadla, byly pro výpočet všech aritmetických průměrů zvoleny intervaly při ustálených pracovních otáčkách čerpadla. V těchto intervalech byly následně počítány i všechny ostatní průměry parametrů. Pro měření otáček byla použita optická sonda otáček Ahlborn ALMEOU FUA919-2 a reflexní lepící pásky (reflektory).



Základní technická data:

**Měřicí rozsah:** 8 až 30000 ot./min

**Přesnost:** do 15 000 ot./min  $\pm 0,02 \%$

do 30 000 ot./min  $\pm 0,05 \%$

**Rozsah vzdálenosti od reflektoru:** 20 až 200mm

Obr. č. 22. Sonda Ahlborn ALMEOU FUA919-2, zdroj:

<https://www.ahlborn.cz/out/pictures/wysiwigpro/FUA9192.pdf>

Výpočet váženého průměru otáček vypočtené hodnoty:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i = \frac{1}{30} \cdot \sum_{i=1}^{30} 12420 = 414 \text{ [ot/min]} \quad (5.1)$$

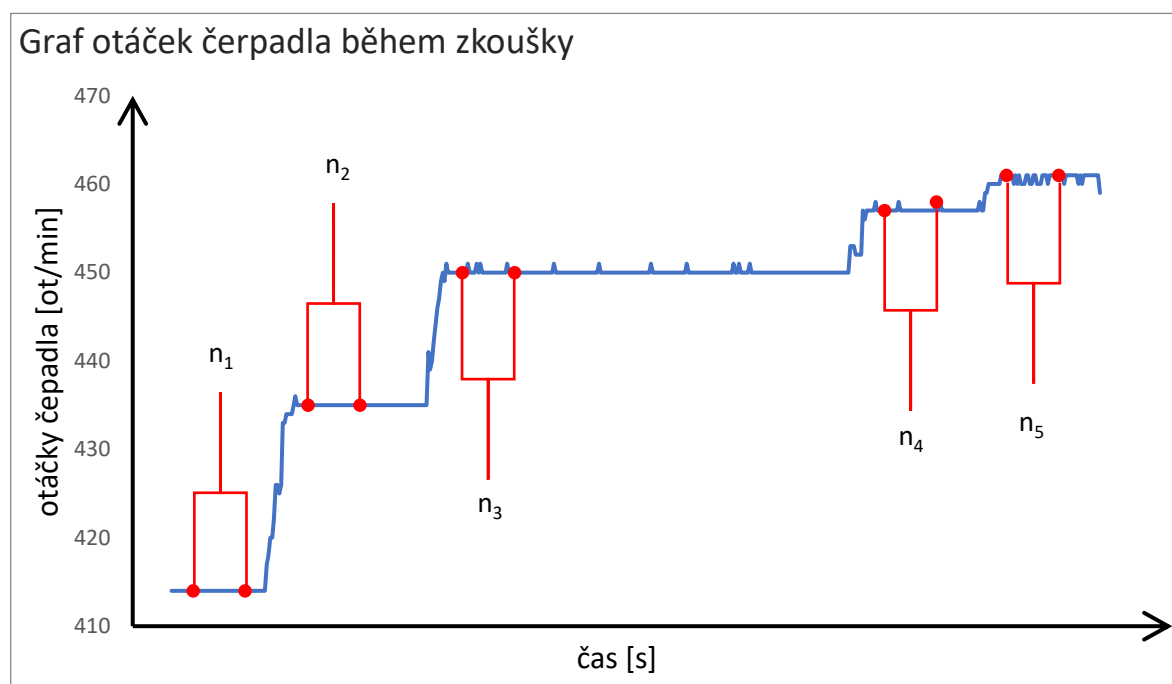
$$n_1 = 414 \text{ [ot/min]}$$

$$n_4 = 457,06 \text{ [ot/min]}$$

$$n_2 = 435,96 \text{ [ot/min]}$$

$$n_5 = 461,58 \text{ [ot/min]}$$

$$n_3 = 450,04 \text{ [ot/min]}$$



Obr. č. 23. Průběh otáček během zkoušky, zdroj: vlastní tvorba

### 6.1.2 Průběh změn průtoku při zkoušce čerpadla

Průtok čerpadla byl měřen přenosným ultrazvukovým průtokoměrem GE Panametrics PT878.



Základní technická data:

**Použití:**

**Rozsah průměrů potrubí:** 12,7 až 7600 mm

**Rozsah rychlostí měřené kapaliny:** 12,2 m/s  
obousměrně

**Maximální tloušťka stěny potrubí:** 76,2 mm

Obr. č. 24. GE Panametrics PT878. zdroj:

<https://www.instrumart.com/products/10266/panametrics-transport-pt878-ultrasonic-flow-meter-system>

Celkový rozsah průtoku při měření se pohyboval v intervalu od 7792 do 10799 m<sup>3</sup>/h. Vážené průměry naměřených hodnot ve zkoumaných intervalech jsou vypočteny podle vztahu (5.1)

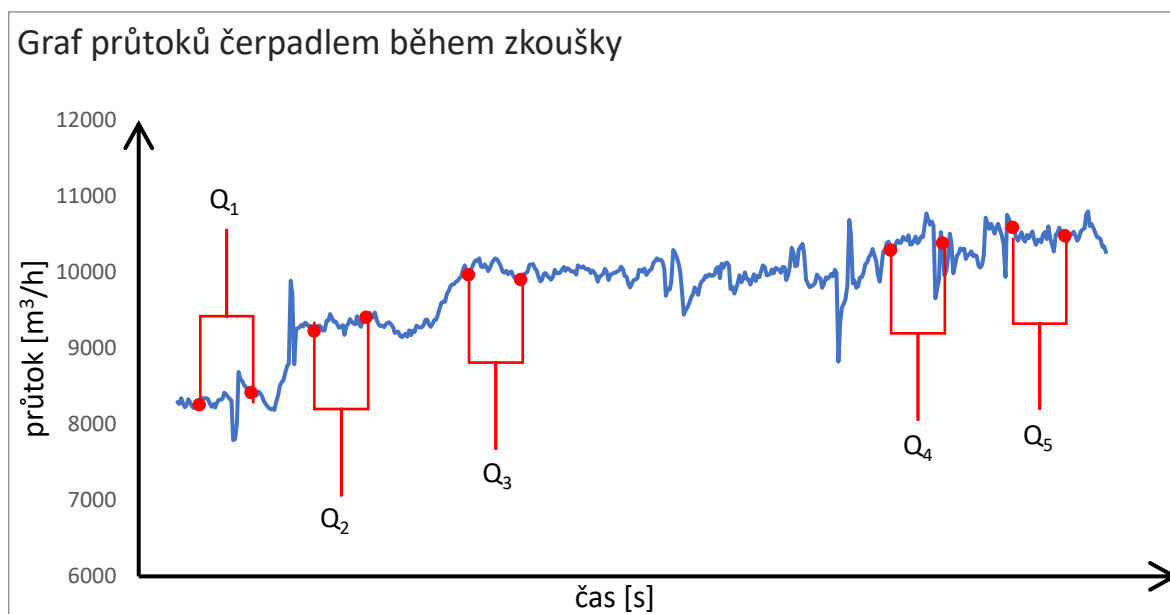
$$Q_1 = 8311,96 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$Q_2 = 9298,82 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$Q_3 = 9968,12 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$Q_4 = 10303,17 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$Q_5 = 10491,61 \text{ [m}^3/\text{h]}$$



Obr. č. 25. Průběh průtoků během zkoušky, zdroj: vlastní tvorba

Z grafu je patrné, že průtok čerpadlem má relativně kolísavé hodnoty. To je hlavním důvodem, proč je třeba provádět vysoký počet měření pro jednotlivá nastavení čerpadla a z těch následně zpracovávat průměr.

### 6.1.3 Průběh tlaku ve výtlačném potrubí čerpadla

Stejně jako průtok tak i měřené tlaky na výtlačku čerpadla značně kolísají. U chladicích čerpadel ovšem zvyšování tlaku na výtlačku nepředstavuje důležitou veličinu a je důležité pouze aby čerpadlo vždy bylo schopné vytlačit vodu do výšky chladicí věže. Tlak na výtlačku čerpadla byl měřen pomocí snímače tlaku Ahlborn ALMEMO FD8214



Základní technická data:

**Použití pro:** kapaliny a plyny

**Měřicí článek:** piezorezistivní

Obr. č. 26. Snímač tlaku Ahlborn ALMEMO FD821409R, zdroj:

<https://www.ahlborn.cz/out/pictures/wysiwigpro/FD8214xxx.pdf>

**Měřicí rozsah:** 0 až 2,5 bar

**Možné přetížení:** až 1,5x maximální měřicí rozsah

**Teplota měřeného média:** 0 až +80 °C teplotní kompenzace 0 až +70°C

Vážené aritmetické průměry naměřených hodnot vypočteny podle vztahu (5.1):

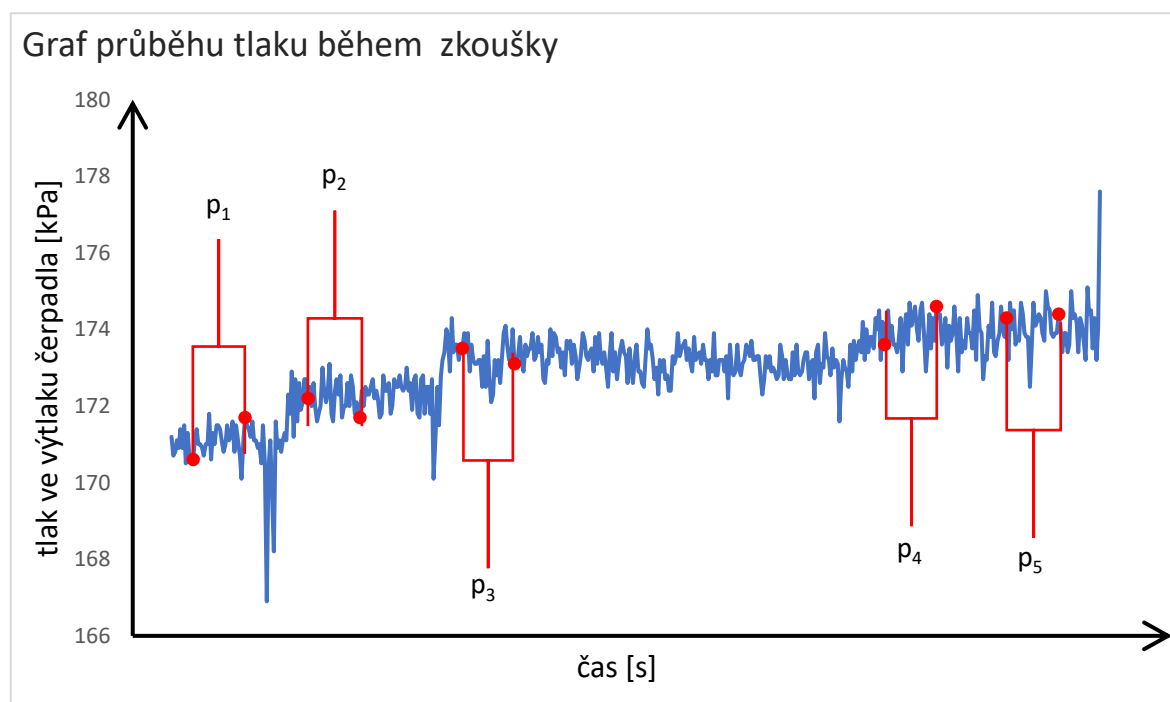
$$p_1 = 171,07 \text{ [kPa]}$$

$$p_4 = 173,90 \text{ [kPa]}$$

$$p_2 = 172,27 \text{ [kPa]}$$

$$p_5 = 174,05 \text{ [kPa]}$$

$$p_3 = 173,20 \text{ [kPa]}$$



Obr. č. 27. Průběh tlaku na výstupu z čerpadla během zkoušky, zdroj: vlastní tvorba

### 6.1.4 Průběh příkonu čerpadla během zkoušky

Příkon čerpadla byl během zkoušky měřen jako příkon hnacího motoru pro měření bylo použito zařízení Elcom ENA440 a klešťovým proudovým adaptérem



#### Základní technická data:

**Intervaly ukládání:** k\*0,2s/ 3s / k\*1min/10min/ 15min/ 2h

**Pracovní teplota:** 0 až 50°C

**Základní firmware:** FFT analyzátor, Osciloskop a vektoroskop, monitor výkonů a energie, měřič blikání (flickr), monitor napětí

Obr.č. 28. Sdružený analyzátor sítě Elcom ENA440, zdroj:

[https://www.elcom.cz/images/ELCOM/Products\\_and\\_Services/Test\\_And\\_Measurement/Electrical\\_Network\\_Analyzers/Power\\_Quality\\_Analyzers/ENA440/download\\_bk-elcom\\_ENA440\\_CZ\\_Low.pdf](https://www.elcom.cz/images/ELCOM/Products_and_Services/Test_And_Measurement/Electrical_Network_Analyzers/Power_Quality_Analyzers/ENA440/download_bk-elcom_ENA440_CZ_Low.pdf)

Vážené průměry naměřených hodnot vypočteny dle vztahu (5.1) jsou:

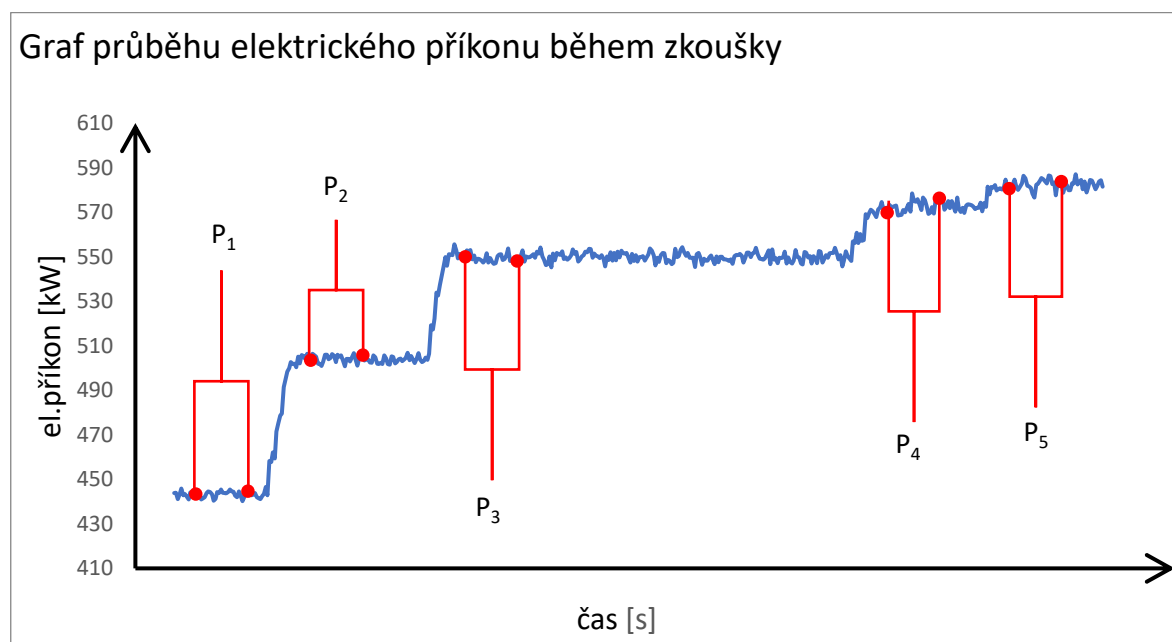
$$P_1 = 443,29 \text{ [kW]}$$

$$P_2 = 503,83 \text{ [kW]}$$

$$P_3 = 549,84 \text{ [kW]}$$

$$P_4 = 572,23 \text{ [kW]}$$

$$P_5 = 582,08 \text{ [kW]}$$



Obr. č. 29. Průběh tlaku na výstupu z čerpadla během zkoušky, zdroj: vlastní tvorba

Průběh elektrického příkonu čerpadla je společně s otáčkami relativně ustálenou hodnotou.

## 6.2 Zpracování naměřených hodnot

Po vypočtení vážených průměrů měřených parametrů pro jednotlivé průtoky  $Q_1$  až  $Q_5$  bylo třeba přepočítat tyto hodnoty tak, aby bylo možné jejich použití v charakteristice čerpadla.

### 6.2.1 Přepočet naměřených průtoků na jmenovité otáčky

Charakteristika popisuje parametry čerpadla pro různé průtoky při konstantních otáčkách. Protože však průtok tímto konkrétním čerpadlem byl řízen změnou jeho otáček, bylo třeba přepočítat naměřené hodnoty tak, aby odpovídaly otáčkám zaručeným, tedy otáčkám, pro které je stanoven výrobcem zaručený bod čerpadla.

Zaručené otáčky čerpadla udávané výrobcem:

$$n_{sp} = 495 \text{ [ot/min]}$$

Výpočet průtoků pro zaručené otáčky dle vztahu (5.1)

$$Q_{T1} = Q_1 \cdot \frac{n_{sp}}{n_1} = 8311,96 \cdot \frac{495}{414} = 9938,21 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$Q_{T2} = Q_2 \cdot \frac{n_{sp}}{n_2} = 9298,82 \cdot \frac{495}{434,96} = 10582,35 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$Q_{T3} = Q_3 \cdot \frac{n_{sp}}{n_3} = 9968,12 \cdot \frac{495}{450,04} = 10963,86 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$Q_{T4} = Q_4 \cdot \frac{n_{sp}}{n_4} = 10303,17 \cdot \frac{495}{457,06} = 11158,45 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$Q_{T5} = Q_5 \cdot \frac{n_{sp}}{n_5} = 10491,61 \cdot \frac{495}{461,58} = 11275,55 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

## 6.2.2 Výpočet dopravních výšek a jejich přepočet na jmenovité otáčky

### Výpočet dopravní výšky čerpadla $H$

Ze znalosti rozdílu tlaku na výtlačku a v sání čerpadla byla dopočtena dopravní výška čerpadla pro různé průtoky. Do výpočtu je také zahrnuta korekční výška  $H_k$ , která představuje podíl rychlostí mezi sacím a výtlačným potrubím čerpadla.  $H_k = 1,32$  [m]

Výpočet dopravních výšek pro jednotlivé průtoky:

$$H_1 = \frac{(p_{v1} - p_{s1})}{\rho \cdot g} + H_k = \frac{(15444,17 - 32764,91)}{998,2 \cdot 9,81} + 1,32 = 15,44 \text{ [m]}$$

$$H_2 = \frac{(p_{v2} - p_{s2})}{\rho \cdot g} + H_k = \frac{(15703,81 - 31419,36)}{998,2 \cdot 9,81} + 1,32 = 15,70 \text{ [m]}$$

$$H_3 = \frac{(p_{v3} - p_{s3})}{\rho \cdot g} + H_k = \frac{(15923,86 - 30189,61)}{998,2 \cdot 9,81} + 1,32 = 15,92 \text{ [m]}$$

$$H_4 = \frac{(p_{v4} - p_{s4})}{\rho \cdot g} + H_k = \frac{(16068,42 - 29473,97)}{998,2 \cdot 9,81} + 1,32 = 16,07 \text{ [m]}$$

$$H_5 = \frac{(p_{v5} - p_{s5})}{\rho \cdot g} + H_k = \frac{(16113,59 - 29183,85)}{998,2 \cdot 9,81} + 1,32 = 16,11 \text{ [m]}$$

(6.1)

### Přepočet na jmenovité otáčky

Stejně jako u průtoku také dopravní výšku je třeba přepočítat pro jmenovité otáčky.

$$n_{sp} = 495 \text{ [ot/min]}$$

Výpočet dopravních výšek pro zaručené otáčky dle vztahu (5.2):

$$H_{T1} = H_1 \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_1}\right)^2 = 15,44 \cdot \left(\frac{495}{414}\right)^2 = 22,08 \text{ [m]}$$

$$H_{T2} = H_2 \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_2}\right)^2 = 15,70 \cdot \left(\frac{495}{434,96}\right)^2 = 20,34 \text{ [m]}$$

$$H_{T3} = H_3 \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_3}\right)^2 = 15,92 \cdot \left(\frac{495}{450,04}\right)^2 = 19,26 \text{ [m]}$$

$$H_{T4} = H_4 \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_4}\right)^2 = 16,07 \cdot \left(\frac{495}{457,06}\right)^2 = 18,58 \text{ [m]}$$

$$H_{T5} = H_5 \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_5}\right)^2 = 16,11 \cdot \left(\frac{495}{460,58}\right)^2 = 18,61 \text{ [m]}$$



### 6.2.3 Přepočet elektrického příkonu na jmenovité otáčky

Pro účely vytvoření příkonové charakteristiky je třeba přepočítat také příkon čerpadla, v tomto případě je charakteristika tvořena pro elektromotor a čerpadlo jako jeden celek a jako příkon  $P$  je považován elektrický příkon motoru čerpadla.

Výpočet příkonů čerpadla pro zaručené otáčky dle vztahu (5.3):

$$P_{elT1} = P_{el1} \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_1}\right)^3 = 443,29 \cdot \left(\frac{495}{414}\right)^3 = 757,71 [kW]$$

$$P_{elT2} = P_{el2} \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_2}\right)^3 = 503,82 \cdot \left(\frac{495}{434,96}\right)^3 = 742,58 [kW]$$

$$P_{elT3} = P_{el3} \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_3}\right)^3 = 549,84 \cdot \left(\frac{495}{450,04}\right)^3 = 731,62 [kW]$$

$$P_{elT4} = P_{el4} \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_4}\right)^3 = 572,22 \cdot \left(\frac{495}{457,06}\right)^3 = 726,89 [kW]$$

$$P_{elT5} = P_{el5} \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n_5}\right)^3 = 582,08 \cdot \left(\frac{495}{460,58}\right)^3 = 722,55 [kW]$$

Z výsledků výpočtu je vidět, že elektrický příkon čerpadla zdánlivě klesá se zvětšujícím se průtokem čerpadla. Tato nepřímá úměra je dána právě přepočtem hodnot na jmenovité otáčky. Průtok čerpadla je řízen změnou otáček a zdánlivé snižování příkonu je způsobeno zmenšováním poměru mezi zaručenými a skutečnými otáčkami čerpadla. V porovnání s nárůstem skutečného příkonu se tento poměr pro jednotlivé průtoky zmenšuje výrazněji. Zároveň se snižujícím se příkonem se také při přepočtech na jmenovité otáčky mírně snižuje dopravní výška čerpadla. Tento jev odpovídá klesajícímu průběhu příkonu čerpadla.

## 6.2.4 Výpočet účinnosti čerpadla

Narozdíl od ostatních parametrů, účinnost čerpadla není nutné přepočítávat pro jmenovité otáčky. Vzhledem k tomu, že se jedná o poměr dvou hodnot vychází účinnost stejná pro původní i přepočtené hodnoty. Pro výpočet účinnosti je nutné znát výkon čerpadla.

### Výpočet výkonu čerpadla

Při průtoku chladícími čerpadly nedochází k výrazným změnám teploty vody. Zároveň je voda, kterou tato čerpadla dopravují sladká a studená, a tedy shodná s tou, která je používána při zkouškách prováděných výrobcem. Ve výpočtu výkonu tedy není nutno zohledňovat rozdíl hustot a může být zanedbán. Celý výpočet tedy pracuje s hustotou vody při 20°C  $\rho = 998,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$ .

Výpočet výkonů čerpadla:

$$\begin{aligned}P_1 &= \left(\frac{Q_1}{3600}\right) \cdot H_1 \cdot g \cdot \rho = \left(\frac{8311,95}{3600}\right) \cdot 15,44 \cdot 9,81 \cdot 998,2 = 349,18 \text{ [kW]} \\P_2 &= \left(\frac{Q_2}{3600}\right) \cdot H_2 \cdot g \cdot \rho = \left(\frac{9298,82}{3600}\right) \cdot 15,70 \cdot 9,81 \cdot 998,2 = 397,21 \text{ [kW]} \\P_3 &= \left(\frac{Q_3}{3600}\right) \cdot H_3 \cdot g \cdot \rho = \left(\frac{9968,12}{3600}\right) \cdot 15,92 \cdot 9,81 \cdot 998,2 = 431,76 \text{ [kW]} \\P_4 &= \left(\frac{Q_4}{3600}\right) \cdot H_4 \cdot g \cdot \rho = \left(\frac{10303,17}{3600}\right) \cdot 16,07 \cdot 9,81 \cdot 998,2 = 450,33 \text{ [kW]} \\P_5 &= \left(\frac{Q_5}{3600}\right) \cdot H_5 \cdot g \cdot \rho = \left(\frac{10491,61}{3600}\right) \cdot 16,11 \cdot 9,81 \cdot 998,2 = 459,85 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

(6.2)

Výpočet účinností čerpadla dle vztahu (4.10):

$$\begin{aligned}\eta_1 &= \frac{P_1}{P_{el1}} = \frac{349,18}{443,29} = 0,788 [-] \\ \eta_2 &= \frac{P_2}{P_{el2}} = \frac{397,21}{503,82} = 0,788 [-] \\ \eta_3 &= \frac{P_3}{P_{el3}} = \frac{431,76}{549,84} = 0,785 [-] \\ \eta_4 &= \frac{P_4}{P_{el4}} = \frac{450,33}{572,22} = 0,787 [-] \\ \eta_5 &= \frac{P_5}{P_{el5}} = \frac{459,85}{582,08} = 0,790 [-]\end{aligned}$$

Z vypočtených hodnot je zřejmé, že čerpadlo pracuje s téměř stejnou účinností i v otáčkách (průtocích) nižších, než jsou ty, pro které byl stanoven zaručený bod.

## 6.3 Sestrojení provozních charakteristik a jejich vyhodnocení

Pro sestrojení charakteristik čerpadla byly všechny vypočtené hodnoty zapsány do tabulky:

	<b>Q<sub>1T</sub></b> <b>9938,21</b> <b>[m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>Q<sub>2T</sub></b> <b>10582,35</b> <b>[m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>Q<sub>3T</sub></b> <b>10963,86</b> <b>[m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>Q<sub>4T</sub></b> <b>11158,45</b> <b>[m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>Q<sub>5T</sub></b> <b>11275,55</b> <b>[m<sup>3</sup>/h]</b>
<b>H<sub>T</sub> [m]</b>	22,08	20,34	19,26	18,85	18,61
<b>P<sub>T</sub> [kW]</b>	757,70	742,58	731,62	726,89	722,55
<b>η<sub>T</sub> [-]</b>	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79

Obr. č. 30. Tabulka naměřených hodnot přepočtených na zaručené otáčky, zdroj: vlastní tvorba

### 6.3.1 Charakteristika čerpadla

Hodnoty průtoku  $Q_{T1}$  až  $Q_{T5}$  byly vyneseny na ose X a k jednotlivým průtokům byly na ose Y vyneseny jim odpovídající dopravní výšky  $H$ . Takto vzniklými body byla následně proložena nejvhodnější křivka odpovídající klesání dopravní výšky čerpadla při zvětšujícím se průtoku. Rovnice regresní přímky je  $Y = -0,0026263 \cdot X + 48,1486240$ . Přímka vedoucí skrz zaručený bod čerpadla vychází z výrobcem stanovených hodnot a je dána předpisem  $Y = \frac{21,35}{10000} \cdot X$

Výpočet průsečíků přímek:

$$-0,0026263 \cdot X + 48,1486240 = \frac{21,35}{10000} \cdot X \quad (6.2)$$

$$\frac{21,35}{10000} \cdot X + 0,0026263 \cdot X = 48,1486240 \quad (6.3)$$

$$0,0047613 \cdot X = 48,1486240 \quad (6.4)$$

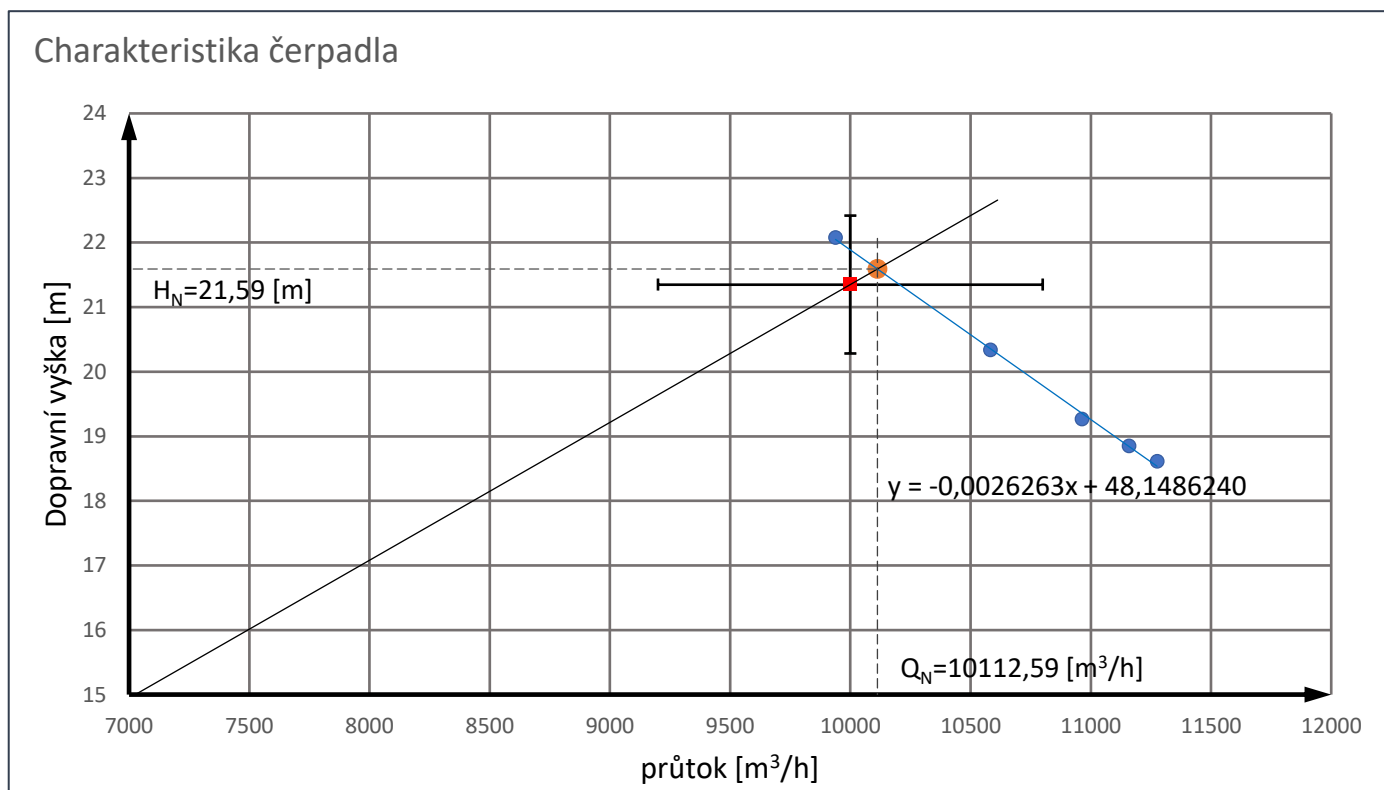
$$X = 10112,59$$

Pozn: parametry regresních přímek jsou vypisovány na sedm desetinných míst. A to proto že, při vysokých hodnotách průtoku docházelo u výpočtů průsečíků ze zaokrouhlených hodnot k relativně vysoké chybě.

Průsečík přímek, a tedy nový zaručený průtok čerpadlem je tedy  $X = Q_N = 10113 \text{ [m}^3\text{/h]}$

Výpočet nové zaručené dopravní výšky  $H_N$ :

$$H_N = -0,0026263 \cdot Q_N + 48,1486240 = -0,0026263 \cdot 10112,59 + 48,1486240 = \mathbf{21,59 \text{ [m]}}$$



Obr. č. 31. Charakteristika čerpadla, zdroj: vlastní tvorba

Poznámka ke grafu: Přímka vedoucí skrz garantovaný bod je skutečně vedena z počátku souřadného systému, její zdánlivý posun je způsoben úpravou měřítka os, které bylo provedeno pro zpřehlednění grafu.

Dosahovaná dopravní výška při zaručeném průtoku  $H_{Tz}$  by tedy byla:

$$H_{Tz} = -0,0026263 \cdot H_g + 48,1486240 = -0,0026263 \cdot 10000 + 48,1486240 = \mathbf{21,89 \text{ [m]}}$$

Dosahovaný průtok při zaručené dopravní výšce  $Q_{Tz}$ :

$$Q_{Tz} = \frac{H_z - 48,1486240}{-0,0026263} = \frac{21,35 - 48,1486240}{-0,0026263} = \mathbf{10204 \text{ [m}^3/\text{h]}}$$

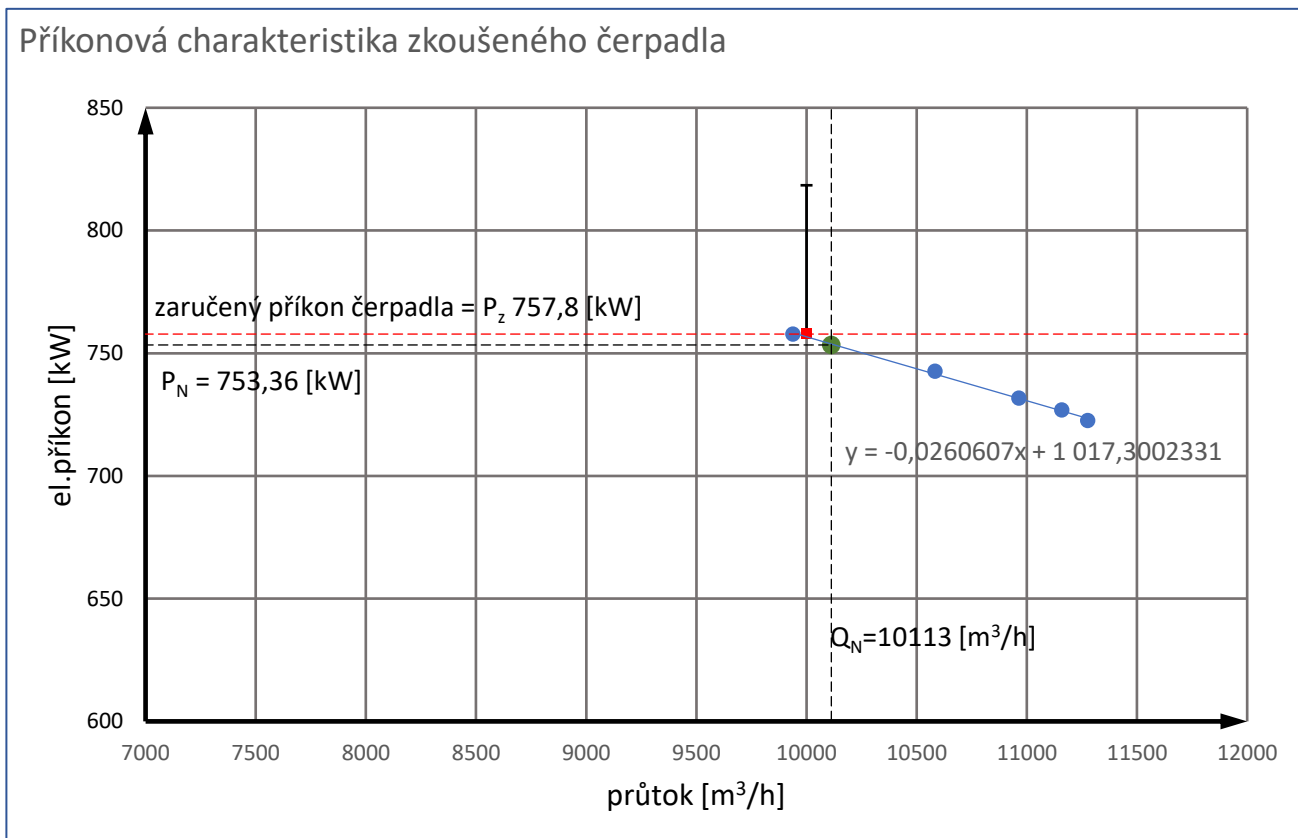
Jak je patrné i z grafu, oba zjištěné parametry spadají do normou stanovené tolerance zaručeného bodu a zkoušené čerpadlo je tedy v těchto parametrech vyhovující.

### 6.3.2 Příkonová charakteristika čerpadla

Křivka popisující průběh příkonu čerpadla v závislosti na průtoku byla sestrojena stejně jako křivka dopravní výšky. Rovnice této přímky je dána předpisem  $Y = -0,0260607 \cdot X + 1017,3002331$ . Stejně jako u průtoku se jedná o klesající křivku příkonu pro zvyšující se průtok.

Výpočet nového měrného el. příkonu  $P_N$ :

$$\begin{aligned} P_N &= -0,0260607 \cdot Q_N + 1017,3002331 = -0,0260607 \cdot 10112,59 + 1017,3002331 \\ &= 753,76 \text{ [kW]} \end{aligned}$$



Obr. č. 32. Příkonová charakteristika čerpadla, zdroj: vlastní tvorba

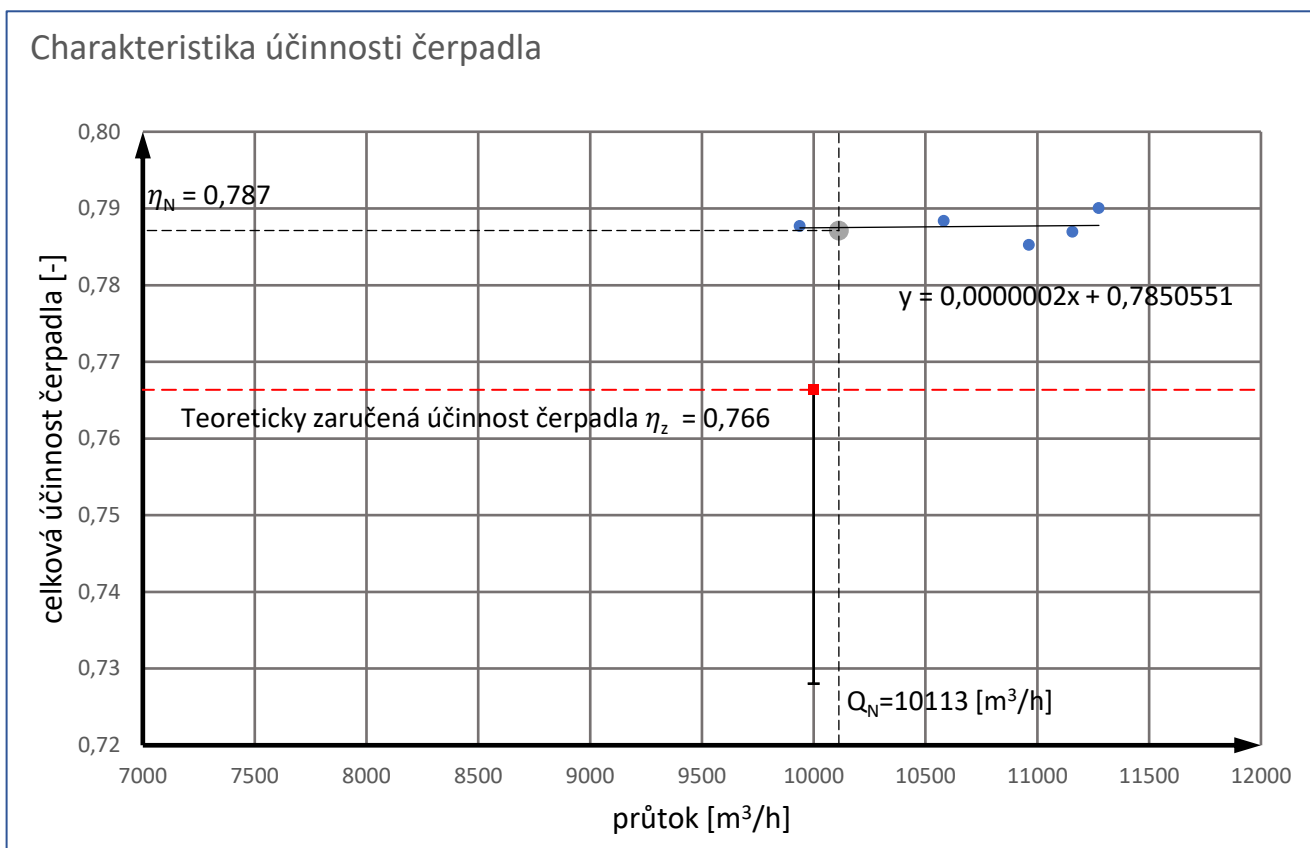
Výpočet teoretického příkonu při zaručeném průtoku  $P_{Tz}$ :

$$\begin{aligned} P_{Tz} &= -0,0260607 \cdot Q_g + 1017,3002331 = -0,0260607 \cdot 10000 + 1017,3002331 \\ &= 756,69 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

Stejně jako z grafu i z vypočtených výsledků vyplývá, že příkon zkoušeného čerpadla je velmi mírně pod zaručeným příkonem, tedy i mimo toleranční pole zaručeného bodu. Tento parametr nemá zápornou toleranci z důvodů, že nižší příkon při vyhovujících čerpacích parametrech nelze považovat za nevýhodný. Naopak představuje mírně vyšší účinnost čerpadla, než byla výrobcem předpokládána.

### 6.3.3 Charakteristika účinnosti čerpadla

Z výsledků výpočtů a následně sestrojeného grafu je zřejmé, že účinnost čerpadla pro jednotlivé průtoky kolísá jen velmi minimálně. Zakreslené hodnoty byly proloženy přímkou jejíž předpis je  $Y = 0,0000002 \cdot X + 0,7850551$  a měrná účinnost stanovena na této přímce. Přestože výrobcem nebyla stanovena zaručená účinnost, lze předpokládanou účinnost pro zaručené parametry vypočítat jako poměr zaručeného výkonu a příkonu. Vypočtený bod byl následně zanesen do grafu.



Obr. č. 33. Charakteristika účinnosti čerpadla, zdroj: vlastní tvorba

Výpočet teoreticky zaručené přesnosti  $\eta_{Tz}$ :

$$\eta_{Tz} = \frac{P_{Tz}}{P_{elz}}$$

Jedinou neznámou veličinou při výpočtu výrobcem zaručeného výkonu je hustota čerpané vody  $\rho_{20^\circ C}$ , která je v celé práci považována za konstantní. Byla tedy použita i pro tento výpočet.

$$P_{Tz} = \frac{Q_g}{3600} \cdot H_z \cdot \rho_{20^\circ C} \cdot 9,81 = \frac{10000}{3600} \cdot 21,35 \cdot 998,2 \cdot 9,81 = 580,74 \text{ [kW]}$$

$$\eta_{Tz} = \frac{580,74}{757,80} = 0,766 [-]$$

Výpočet nové měrné účinnosti čerpadla  $\eta_N$ :

$$\eta_N = 0,000002 \cdot Q_N + 0,7850551 = 0,000002 \cdot 10112,59 + 0,7850551 = \mathbf{0,787} [-]$$

Výpočet teoretické účinnosti při výrobcem zaručeném průtoku  $\eta_{Tz}$ :

$$\eta_{Tz} = 0,0000002 \cdot Q_z + 0,7850551 = 0,0000002 \cdot 10000 + 0,7850551 = 0,787 [-]$$

Na základě naměřených hodnot z výpočtů a grafu je zřejmé, že zkoušené čerpadlo dosahuje dokonce mírně vyšší účinnosti, než jakou teoreticky udávají jeho výrobcem zaručené parametry. Provoz čerpadla lze tedy z energetického hlediska považovat za výhodný.

## 7 Závěr

Cílem práce bylo shrnutí a popis metodiky garančních zkoušek chladících čerpadel, následně provedení vyhodnocení naměřených dat a sestrojení charakteristik popisujících skutečné vlastnosti čerpadla. Pro přehlednost a celistvost dané problematiky bylo nutné dodat práci teoretické pozadí čerpacích systémů a technologií měření.

První část práce se věnovala základnímu rozdělení čerpadel dle principu jejich fungování a následně popisovala funkce a pracovní podmínky nejvýznamnějších čerpadel používaných v energetickém průmyslu. Následující kapitola práce se věnuje vysvětlení významu charakteristik čerpadel a udává, které fyzikální a technické veličiny je potřebné na čerpadlech měřit pro jejich sestrojení. Čtvrtá kapitola se věnovala právě měření těchto veličin, a to moderně využívanými technologiemi. Poslední teoretická část práce se zaměřuje na samotný postup vyhodnocování měření dle stanovené normy. Jako celek teoretická část poskytla stručný přehled dané problematiky a umožnila plynulý přechod k praktické části, která se již zabývá praktickým příkladem.

Praktická část byla řešena na vertikálním chladícím čerpadle měřeném v rámci zakázky katedry energetiky. Cílem této části bylo porovnat, zda čerpadlo pracuje s parametry, které udává jeho výrobce. Hlavními porovnávanými veličinami byl průtok, dopravní výška, příkon a účinnost čerpadla. Tyto parametry byly vypočteny na základě dat naměřených při garanční zkoušce. Pro jejich srovnání se zaručeným bodem bylo třeba naměřené hodnoty přepočíst tak, aby odpovídaly zaručenému bodu. Následně byly přepočtené hodnoty graficky zpracovány a byl vypočten nový zaručený bod pro dopravní výšku a průtok čerpadla reprezentující jeho skutečné vlastnosti. Výrobce zaručené a naměřené parametry byly následně srovnány.

	průtok Q [m <sup>3</sup> /h]	dopravní výška H [m]	příkon P [kW]	účinnost $\eta$ [-]
<b>Výrobce zaručené parametry</b>	10000	21,35	757,8	0,766 (dopočteno)
<b>Parametry nového zaručeného bodu</b>	<b>10113</b>	<b>21,59</b>	<b>753,76</b>	<b>0,787</b>

Obr. č. 34. Tabulka srovnávající změřené vlastnosti čerpadla se zaručenými parametry, zdroj: vlastní tvorba

	průtok Q [m <sup>3</sup> /h]	dopravní výška H [m]	příkon P [kW]	účinnost $\eta$ [-]
<b>Výrobce zaručené parametry</b>	10000	<b>21,89</b>	<b>756,69</b>	<b>0,787</b>

Obr. č. 35. Parametry čerpadla odečtené z naměřených charakteristik pro výrobcem zaručený průtok, zdroj: vlastní tvorba

Ze získaných parametrů čerpadla vyplývá, že zkoušené čerpadlo vykazuje ve všech měřených parametrech lepší výsledky, než jaké jsou udávány jeho výrobcem. Čerpadlo lze tedy vyhodnotit jako vyhovující.



## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce Ing. Radimovi Janalíkovi, CSc. za trpělivost a pomoc s orientací v problematice zkoušek čerpadel. Také bych rád poděkoval své přítelkyni za trpělivou výpomoc s jazykovou stránkou práce a své rodině za podporu po celou dobu mého studia.

## Použitá literatura

1. BEJČEK, Ludvík a Jan VACULÍK. *Snímače tlaku*. AUTOMA [online]. 2011(1), 4. Dostupné z: [http://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf\\_articles/42719.pdf](http://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/42719.pdf)
2. BRADA, Karel. *Projektování a provoz čerpací techniky*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1991, dotisk. ISBN 8001000982.
3. ČECH, Bohumír a Zdeněk KADLEC. *Měření teplot v energetice*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1861-0.
4. ČSN EN ISO 9906 *Hydrodynamická čerpadla – Přejímací zkoušky hydraulických výkonových parametrů – Stupně přesnosti 1,2 a 3*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013. 64s. Třídící znak 110033.
5. Fyzika007: Teplotní objemová roztažnost kapalin, anomálie vody [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.fyzika007.cz/struktura-a-vlastnosti-latek/teplotni-objemova-roztaznost-kapalin>
6. HUŠEK, Miloš. *Princip bezkontaktního otáčkoměru*. QTEST [online]. 2017 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: [http://www.qtest.cz/mereni-otacek/mereni-otacek.htm#bezdotyk\\_mereni](http://www.qtest.cz/mereni-otacek/mereni-otacek.htm#bezdotyk_mereni)
7. JANALÍK, Jaroslav. *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje* [online]. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, Fakulta strojní, 2008 Dostupné z: <https://old.vscht.cz/uchi/ped/hydroteplo/materialy/skripta.Janalik.pdf>
8. KADLEC, Karel. *Ultrazvukové průtokoměry – princip, vlastnosti a použití*. AUTOMA [online]. 2013(7), 4, Dostupné z: [http://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf\\_articles/10538.pdf](http://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/10538.pdf)
9. KONEČNÁ, K. *Návrh pracovního bodu odstředivého čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.
10. NECHLEBA, Miroslav a Josef HUŠEK. *Hydraulické stroje*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966.
11. RAJNIAK, Ivan. *Tepelnoenergetické a emisné merania*. Bratislava: Ister Science, 1997. ISBN 80-88683-20-3.

## Seznam obrázků:

Obr. č. 1 Kotelní napájecí čerpadlo .....	11
Obr. č. 2 Kondenzátní čerpadlo .....	12
Obr. č. 3 Vertikální chladicí čerpadlo .....	13
Obr. č. 4 Ukázka charakteristiky čerpadla .....	15
Obr. č. 5 Ukázka stanovení provozního bodu čerpadla .....	15
Obr. č. 6 Charakteristika potrubí .....	15
Obr. č. 7 Ukázka příkonové charakteristiky .....	16
Obr. č. 8 Ukázka charakteristiky účinnosti .....	16
Obr. č. 9. Charakteristika NPSH .....	17
Obr. č. 10. Centrická clona + průběh tlaku.....	19
Obr. č. 11. Ukázka různých rozmístění ultrazvukových čidel průtokoměru .....	20
Obr. č. 12. Kapacitní snímač tlaku .....	21
Obr. č. 13 Schéma tenzometrického / piezorezistivního snímače tlaku .....	22
Obr. č. 14 Základní (zjednodušené) schéma odporového teploměru .....	24
Obr. č. 15 Základní schéma plášťového termočlánku .....	26
Obr. č. 16 Rozdíl charakteristik čerpadla pro různé otáčky .....	29
Obr. č. 17. Zkušební přejímací stupně přesnosti čerpadel a odpovídající mezní úchyly .....	30
Obr. č. 18. Příklad konstrukce nového zaručeného bodu .....	31
Obr. č. 19 Grafické vyhodnocení nových měrných parametrů.....	32
Obr. č. 20 Datalegger Ahlborn ALMEMO 710.....	33
Obr. č. 21. Teplotní čidlo Ahlborn ALMEMOFPA32P1 (PT 100) .....	33
Obr. č. 22. Sonda Ahlborn ALMEOU FUA919-2.....	35
Obr. č. 23. Průběh otáček během zkoušky .....	35
Obr. č. 24. GE Panametrics PT878.....	36
Obr. č. 25. Průběh průtoků během zkoušky.....	36
Obr. č. 26. Snímač tlaku Ahlborn ALMEMO FD821409R .....	37
Obr. č. 27. Průběh tlaku na výstupu z čerpadla během zkoušky .....	37

Obr.č. 28. Sdružený analyzátor sítě Elcom ENA440 .....	38
Obr. č. 29. Průběh tlaku na výstupu z čerpadla během zkoušky.....	38
Obr. č. 30. Tabulka naměřených hodnot přepočtených na zaručené otáčky.....	43
Obr. č. 31. Charakteristika čerpadla.....	44
Obr. č. 32. Příkonová charakteristika čerpadla .....	45
Obr. č. 33. Charakteristika účinnosti čerpadla .....	46
Obr. č. 34. Tabulka srovnávající změřené vlastnosti čerpadla se zaručenými parametry.....	48
Obr. č. 35. Parametry čerpadla odečtené z naměřených charakteristik pro výrobcem zaručený průtok.....	48